

Universidad Carlos III de Madrid
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

MODELO NUMÉRICO DE UN ÁRBOL DE LEVAS

Madrid, 2017

Autor: Óscar Juncá Fernández
Tutora: María Belén Muñoz Abella

RESUMEN

En el presente Trabajo de Fin de Grado se ha desarrollado un modelo numérico de un árbol de levas que posteriormente ha sido estudiado a fatiga teniendo en cuenta sus solicitaciones mecánicas a la hora de cumplir con sus funciones en el motor de un automóvil.

El modelo del árbol es una reproducción de un componente real cedido por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid. Éste ha sido medido con la ayuda de una máquina de metrología tridimensional, después se ha realizado un modelo CAD en un programa de diseño 3D, posteriormente se ha llevado a cabo una simulación dinámica con tal de hallar las fuerzas actuantes y finalmente se ha hecho uso de un programa de análisis con el objetivo de hallar las tensiones y la localización de las mismas para poder realizar el estudio a fatiga del componente.

Este desarrollo tiene como objetivo hallar las secciones más críticas del árbol de levas y comprobar que cumplen los criterios de durabilidad mediante el cálculo del Coeficiente de Seguridad.

Más tarde se ha llevado a cabo un análisis de estos datos con la intención de averiguar las razones por las que estas partes son más vulnerables. De esta manera se pueden plantear alternativas de diseño, mejoras en la configuración y reducción de costes.

Asimismo, este proyecto lleva a cabo un ensayo que todas las compañías de fabricación de árbol de levas realizan, por lo que, aun con simplicidad, los resultados obtenidos sirven como criterio para decidir si el componente mecánico es apto o no para su uso.

ÍNDICE

1.-INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	13
1.1.-Introducción.....	13
1.2.-Objetivos.....	13
1.3.- Estructura del documento.....	14
2.-ANTECEDENTES.....	15
2.1.- Descripción general del funcionamiento de una leva.....	15
2.2.- Árbol de levas, descripción y funcionalidad	26
2.3- Tipos de árbol de levas.....	20
2.4.- CAD, MEF y normativa.....	21
2.5.- Concepto de fatiga.....	24
3.-MODELO DESARROLLADO.....	30
3.1.-Determinación de modelo geométrico.....	30
3.2.-Simulación dinámica y análisis de fuerzas.....	34
3.3.-Análisis de tensiones en el contacto.....	42
3.4.-Modelo MEF en Abaqus.....	45
3.4.1.-Modelo particularizado.....	45
3.4.2.-Estudio de fatiga del árbol.....	51
4.-ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	60
5.-PROPUESTAS DE MEJORA.....	66
5.1.- Modificación del diámetro del eje.....	66
5.2.- Cambio en el radio de acuerdo.....	67

5.3.- Sustitución del material de fabricación.....	68
5.4.- Otras posibles modificaciones.....	71
 6.-MARCO REGULADOR, PLANIFICACIÓN Y PRESUPUESTO.....	72
6.1.-Marco regulador.....	72
6.2.-Planificación.....	72
6.3.-Presupuesto.....	73
 7.- CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS.....	75
8.1.- Conclusiones.....	75
8.2.- Desarrollos futuros.....	76

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Nomenclatura de la leva.....	15
Figura 2.2: Cigüeñal.....	16
Figura 2.3: Cámara de combustión.....	17
Figura 2.4: Culata.....	17
Figura 2.5: Conjunto árbol, válvulas y pistones.....	18
Figura 2.6: Motor DOHC.....	19
Figura 2.7: Motor SOHC.....	19
Figura 2.8: Cálculo de S_e	24
Figura 2.9: Gráfica K_a para acero.....	26
Figura 2.10: Factor de sensibilidad de las ranuras.....	28
Figura 2.11: Factor de concentración teórico-barra sección circular en flexión.....	28
Figura 2.12: Factor de concentración teórico-barra sección circular en torsión.....	29
Figura 3.1: Mitutoyo BH-504 y árbol de levas.....	31
Figura 3.2: Palpador en contacto con leva.....	31
Figura 3.3: Diámetro cúspide.....	32
Figura 3.4: Diámetro zona de reposo.....	32
Figura 3.5: Diámetro rampas.....	33
Figura 3.6: Modelo CAD.....	34
Figura 3.7: Esquema fuerzas.....	34
Figura 3.8: Gráfica: Fuerza resorte-ángulo leva.....	35
Figura 3.9: Gráfica: Fuerza inercia-ángulo leva.....	36
Figura 3.10: Gráfica: Ángulo de presión-ángulo leva.....	37
Figura 3.11: Gráfica: Fuerza normal-ángulo leva.....	38
Figura 3.12: Gráfica: Comparación de fuerzas-ángulo leva.....	39
Figura 3.13: Cilindro de cuatro válvulas.....	40

Figura 3.14: Gráfica potencia, par-revoluciones.....	40
Figura 3.15: Distinción de radios en la leva.....	42
Figura 3.16: Nomenclatura geometría T.Hertz.....	43
Figura 3.17: Gráficas presión máxima y longitud de contacto.....	44
Figura 3.18: Módulo “Part”.....	46
Figura 3.19: Módulo “Property”, creación de material.....	47
Figura 3.20: Módulo “Property”, asignación sección material.....	47
Figura 3.21: Módulo “Load”, creación de cargas.....	48
Figura 3.22: Módulo “Load”, condiciones de contorno.....	49
Figura 3.23: Gráfica sensibilidad de malla.....	50
Figura 3.24: Módulo “Mesh” mallado del árbol	51
Figura 3.25: Ejemplo sección 1.1.....	51
Figura 3.26: Esquema secciones.....	52
Figura 3.27: Selección de nodos en la sección.....	52
Figura 3.28: Valores de tensión de cada nodo.....	53
Figura 3.29: Selección del nodo crítico.....	54
Figura 3.30: Tensión media y alternante.....	54
Figura 3.31: Sección 1.1.....	57
Figura 3.32: Sección 1.2.....	58
Figura 4.1: Posición de giro de 252°.....	60
Figura 4.2: Posición de giro de 288°.....	61
Figura 4.3: Posición de giro de 324°.....	61
Figura 4.4: Posición de giro de 360°.....	62
Figura 4.5: Posición de giro de 144°.....	62
Figura 4.6: Posición de giro de 180°.....	63
Figura 4.7: Posición de giro de 108°.....	63
Figura 4.8: Posición de giro de 72°.....	64

Figura 4.9: Gráfica Coeficiente de Seguridad-secciones.....	64
Figura 4.10: Ubicación cojinetes.....	65
Figura 7.1: Diagrama de Gantt real.....	72
Figura 7.2: Diagrama de Gantt ininterrumpido.....	72

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Tabla valores “a” y “b”.....	25
Tabla 2: Factor de confiabilidad.....	27
Tabla 3: Relación potencia-revoluciones experimental.....	41
Tabla 4: Relaciones mallado.....	49
Tabla 5: Resultados Coeficiente de Seguridad.....	59
Tabla 6: Tareas y duración.....	73

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1.Introducción

En 1885 se creó el primer vehículo con un motor de combustión interna utilizando gasolina, quince años más tarde comenzó su producción en masa en Francia y Estados Unidos. Desde aquel momento, la población ha visto la adquisición de uno de estos vehículos como algo necesario, la comodidad que trajo consigo la Revolución Industrial se sigue viendo reflejada en la sociedad del siglo XXI.

Aunque el mecanismo de las levas no ha sufrido cambios demasiado notables desde su incorporación a los automóviles, su geometría ha ido siendo modificada a lo largo del tiempo con el objetivo de minimizar pérdidas de potencia debido al rozamiento.

El mecanismo de las levas, aunque simple, ha sido la esencia del movimiento del motor de combustión interna. Unidas gracias a la incorporación de un árbol, éstas son capaces de sincronizar el movimiento de apertura y cierre de las válvulas de la manera más precisa para que se genere la mayor potencia posible durante la explosión en la cámara de combustión.

Para garantizar la durabilidad de un elemento tan necesario en la composición del motor, es necesario realizar ensayos y experimentos que pongan a prueba su resistencia a diversos factores como altas temperaturas, vibraciones o el fenómeno de fatiga. Alrededor de este último se desarrollará el presente proyecto. Para la fabricación y solicitaciones mecánicas de elementos de transmisión de potencia se debe seguir la normativa que se menciona en los próximos capítulos.

1.2.Objetivos del proyecto

El objetivo de este proyecto es realizar un análisis de esfuerzos a fatiga de un árbol de levas real para determinar las zonas críticas de rotura, y ciclos estimados de utilización; para ello se hará uso de un modelo realizado en CAD el cual se introducirá en un programa de análisis de Método de Elementos Finitos (MEF) como Abaqus. Una vez establecidos los distintos parámetros como materiales de fabricación, cargas y tipo de mallado del modelo se obtendrán unos resultados referentes a las tensiones y distribución de las mismas. Conocidas éstas se hará un análisis de fatiga del árbol de levas que permitirá realizar modificaciones en

el diseño y configuración del eje consiguiendo reducir costes, es decir, se plantearán una serie de propuestas de mejoras con el objetivo de conseguir mayor durabilidad del árbol tales como: cambio en el diámetro del eje, variación en los radios de acuerdo de las levas, uso de materiales más dúctiles y con menor resistencia a la tracción o modificación de la configuración de los cojinetes en el eje.

1.3. Estructura del documento

El documento está estructurado en siete capítulos, siendo el primero el correspondiente a la introducción.

En el segundo capítulo se ha hecho una revisión de los conceptos más importantes para comprender el funcionamiento de una leva, su disposición en un árbol de levas y cuál es el funcionamiento de dicho conjunto.

El tercer capítulo está enfocado al desarrollo del modelo, en éste se explicará de manera detallada cómo se ha realizado el modelo pasando por la elaboración del CAD, la simulación de la leva hallando así las fuerzas actuantes en esta y el desarrollo del problema con el programa de Método de Elementos Finitos.

En el cuarto capítulo se explica cuáles han sido las secciones más vulnerables analizando las diferentes causas.

El quinto capítulo se centra en las propuestas de mejora y modificaciones para aumentar los ciclos del árbol de levas reduciendo los costes.

El sexto capítulo hace referencia a la normativa requerida para la fabricación e instalación de elementos de transmisión de potencia. Además, se habla de la planificación del proyecto y el presupuesto estimado para su elaboración.

Por último, en el séptimo capítulo se hace una breve recopilación de las conclusiones obtenidas y contrastadas con las esperadas desde un principio, así como los desarrollos futuros que pueden llevarse a cabo en base a este proyecto.

2. ANTECEDENTES

2.1.Descripción general del funcionamiento de una leva

La función principal del mecanismo de levas es el de transformar movimiento rotacional en movimiento de translación. El ejemplo más conocido de funcionamiento de levas es el elemento que se pretende estudiar en este proyecto, el árbol de levas, que como se ha mencionado anteriormente tiene como función principal la apertura y cierre de las distintas válvulas de un motor.

Los parámetros del movimiento de translación como la elevación máxima, el tiempo que permanece en elevación y los instantes de subida y bajada, así como su velocidad dependen de la geometría de la leva.

De manera general se pueden identificar cuatro regiones principales en el contorno de la leva (Figura 2.1):

Rampa de acercamiento, cúspide, flanco y zona de reposo. En las levas se suele producir desgaste debido al rozamiento entre la propia leva y el seguidor, variando este según el tipo de seguidor utilizado; asimismo una excesiva rigidez del muelle o una mala lubricación pueden contribuir al deterioro de la leva. Este problema a su vez desemboca en una imprecisión en el movimiento de apertura y cierre de las válvulas que pueden llegar a tener consecuencias en la eficiencia y potencia del motor. [1]

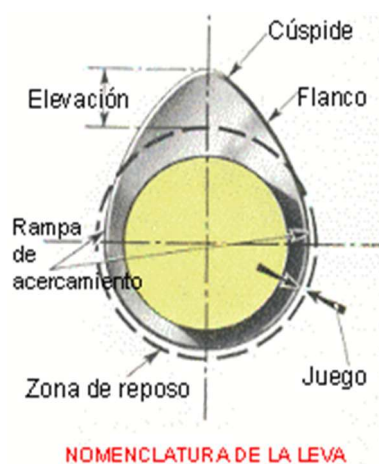


Figura 2.1: Nomenclatura leva [2]

2.2. Árbol de levas, descripción y funcionalidad.

A continuación, se presenta la definición, descripción y función de un árbol de levas.

Funcionamiento básico de un motor

Al girar la llave del contacto de un coche se manda un impulso eléctrico a un motor de arranque que consigue empezar un ciclo del motor a partir del cual se sucederán los siguientes con el consecuente movimiento del vehículo.

Este ciclo comienza con el giro del cigüeñal (Figura 2.2), eje en el que están ensamblados los pistones permitiéndose su rotación; al hacerlo girar, éste empuja y retrae a los pistones por medio de unos anclajes denominados bielas las cuales llevan y traen a los pistones que trabajan dentro de unos cilindros. [3]

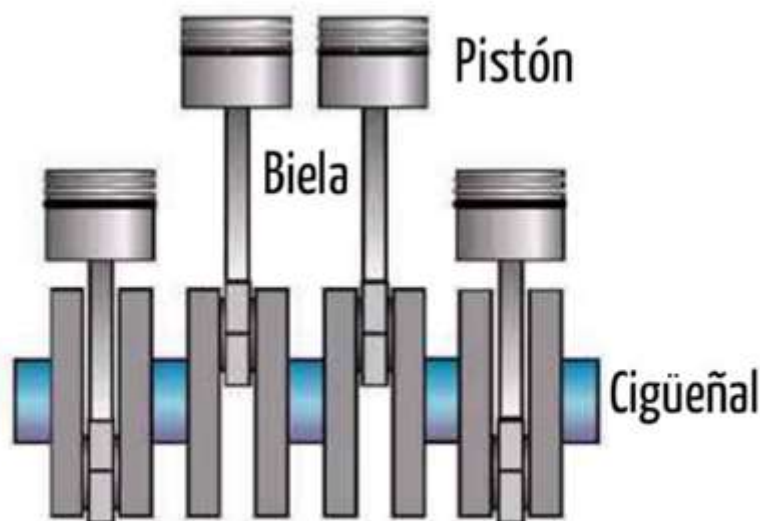


Figura 2.2: Cigüeñal [4]

Cuando los pistones ascienden comprimen la mezcla de aire y combustible la cual reacciona gracias a una chispa que aporta la bujía produciendo una explosión, esta explosión produce la fuerza necesaria como para hacer descender los pistones alternadamente lo que hace que el cigüeñal gire y así continuar con el ciclo del motor y producir movimiento. Todo esto se realiza en una zona que se conoce como cámara de combustión (Figura 2.3).

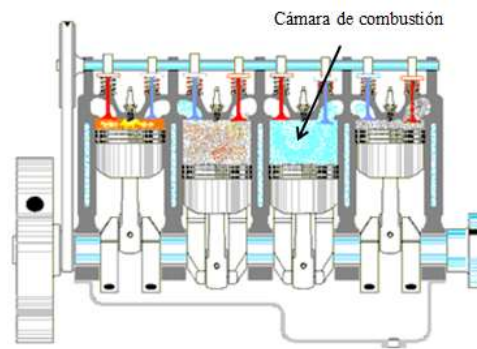


Figura 2.3: Cámara de combustión [5]

Ubicación del árbol de levas

El árbol de levas es el primer elemento que se puede encontrar en un motor al abrirlo por la parte superior, es decir, la culata (Figura 2.4).



Figura 2.4: Culata [6]

Funcionamiento del árbol de levas

El árbol de levas tiene como función accionar las válvulas, unas de admisión y otras de escape. Son piezas metálicas en forma de clavo con una gran cabeza.

- **Válvula de admisión:** Válvula idéntica, pero un poco más grande a la de escape, que normalmente se encuentra junto a esta. Se abre en el momento adecuado para permitir que la mezcla aire-combustible procedente del carburador, entre en la cámara de combustión del motor para que se efectúe el tiempo de admisión.

Hay motores que poseen una sola válvula de admisión por cilindro; sin embargo, los más modernos pueden tener más de una por cada cilindro.

- **Válvula de escape:** Su misión es permitir la expulsión de los gases de escape que se generan dentro del cilindro del motor después de que se produzca la combustión de la mezcla aire-combustible, a este tiempo se le denomina escape.

El árbol de levas (Figura 2.5) es un eje mecanizado de manera que, a lo largo de su longitud existen unas levas orientadas de diferente manera, las cuales se encargan de abrir y cerrar las válvulas citada anteriormente.

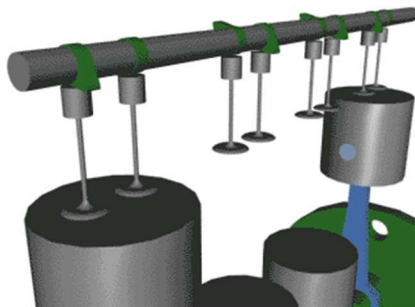


Figura 2.5: Conjunto árbol, válvulas y pistones. [7]

El cigüeñal, es decir, el eje especial desde donde trabajan los pistones por medio de las bielas está engranado directamente al árbol de levas por medio de una cadena (de acero) o correa (de goma, nylon, fibra de vidrio, etc.) lo que hace que se consiga una perfecta sincronía entre el movimiento en vertical de los pistones y la apertura y cierre de las distintas válvulas.

Doble árbol de levas

Existen motores que tienen las siguientes siglas:

DOHC (Double Overhead Camshaft) (Doble árbol de levas-Figura 2.6)

Figura 2.6: Motor DOHC [8]

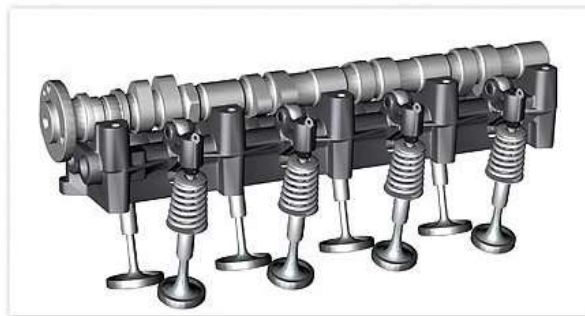
SOHC (Single Overhead Camshaft) (un solo árbol de levas-Figura 2.7)

Figura 2.7: Motor SOHC [9]

En los motores DOHC se hace uso del doble árbol debido a que logran hacer funcionar al sistema de admisión y escape con más potencia pudiendo reducir la cilindrada.

El desempeño de ambos tipos de motores varía precisamente debido a que no es lo mismo que un solo árbol de levas se encargue de accionar tanto de las válvulas de admisión como de escape a que dos se repartan esta tarea.

Un DOHC permite un control más eficiente de los tiempos de combustión, cosa que en un SOHC suele ser más complicado básicamente porque las aperturas dependen de un solo eje.

Además, el doble árbol permite a las válvulas trabajar en una posición más cómoda al hacerlo en “V”, de esta manera facilita la función de las mismas.

-Desventajas del doble árbol de levas:

- Más partes móviles, lo que supone una mayor probabilidad de fallo.

-Ventajas del doble árbol de levas:

- Motor más aliviado, mejor admisión y escape de gases.
- Mayor potencia con el mismo tamaño de motor (centímetros cúbicos).
- Mejor tiempo de respuesta, por tener mejor admisión.
- Mejor aceleración.

2.3. Tipos de árbol de levas

HIDRÁULICO: Este tipo de árbol de levas utiliza un elevador hidráulico, lo que produce un movimiento más progresivo que un árbol de levas levantador de sólidos y produce una excelente potencia y fiabilidad.

ÁRBOL DE LEVAS MECÁNICO: La mayoría de los motores modernos utilizan este tipo de árbol de levas, debido a la posibilidad de crear un motor de altas revoluciones que puede obtener mayor rendimiento de combustible. Estos árboles de levas usan seguidores, para realizar el empuje de las válvulas. [10]

ELECTRÓNICO: Este tipo de árbol de levas utiliza una serie de elementos electrónicos que, una vez programados pueden accionar las válvulas por medio de un sistema neumático de manera inmediata con una eficiencia mucho mayor a la que proporciona un árbol de levas convencional, este control electrónico directo sobre cada válvula mejora el rendimiento y reduce el consumo en entre un 12 y un 17 por ciento en comparación con un motor moderno convencional. [11]

2.4. CAD, MEF y normativa

CAD

CAD (Computer-Aided Design) es el uso de programas informáticos para crear representaciones gráficas de los objetos físicos en dos o tres dimensiones. El software CAD puede ser usado para aplicaciones específicas. CAD es ampliamente utilizado en el diseño gráfico en sí. CAD también se utiliza para diseñar productos físicos en una amplia gama de industrias, donde el software realiza los cálculos para determinar la forma y tamaño óptimos para una variedad de productos y aplicaciones de diseño industrial.

En el producto y el diseño industrial, CAD se utiliza principalmente para la creación de modelos 3D detallados de sólidos o superficie, o dibujos en 2D basados en vectores de los componentes físicos. Sin embargo, CAD también se utiliza en todo el proceso de ingeniería desde el diseño conceptual y el diseño de productos, a través de la potencia y el análisis dinámico de los ensamblajes, hasta la definición de los métodos de fabricación. Esto permite que un ingeniero tanto de forma interactiva como automática analizar variantes de diseño, para encontrar el diseño óptimo para la fabricación y reducir al mínimo el uso de prototipos físicos. [12]

Entre los beneficios del CAD se incluyen;

- Menores costes de desarrollo de productos, mayor productividad, mejor calidad del producto y el tiempo más rápido al mercado.
- Una mejor visualización del producto fin
- al, subconjuntos y componentes en un sistema CAD acelera el proceso de diseño.
- El software CAD ofrece una mayor precisión, por lo que los errores se reducen.
- Un sistema CAD proporciona más fácil, la documentación del diseño, incluida las geometrías y dimensiones, listas de materiales, etc.
- El software CAD ofrece fácil reutilización de los datos de diseño y las mejores prácticas.

Durante la elaboración de este proyecto se ha hecho uso del programa de diseño y simulación Autodesk Inventor Professional. Con la ayuda de este programa se ha realizado un diseño

tridimensional del árbol de levas y posteriormente se ha realizado una simulación con el objetivo de hallar las cargas actuantes en las levas.

Este programa tiene tres módulos principales en los que se puede: realizar el diseño de una pieza con su respectivo ensamblaje y planos, crear una simulación dinámica entre dos o más elementos mecánicos hallando los valores de parámetros como velocidad, fuerza o aceleración y hacer un análisis tensional del conjunto. En este proyecto se ha hecho uso del módulo de diseño con tal de caracterizar geométricamente el árbol de levas y el de simulación para hallar las fuerzas que actúan sobre cada una de las levas.

MEF

Una vez se han hallado las fuerzas y su distribución a lo largo de las levas, se puede proceder al desarrollo del modelo en el programa de elementos finitos Abaqus.

El Método de los Elementos Finitos es un método numérico de resolución de problemas de Mecánica de Sólidos que resulta de gran importancia por su utilidad práctica. Es una herramienta de cálculo muy potente que permite resolver infinidad de problemas. Sin embargo, es un método que no proporciona la solución “exacta” a un problema dado, sino que, en realidad, posibilita obtener una solución aproximada que, con el juicio ingenieril que se le supone al calculista, puede ser apta para la resolución de un problema práctico. Su funcionamiento es sencillo: dado un sólido, sometido a un sistema de cargas y coaccionado por unas ligaduras, el método consiste en subdividir el sólido en pequeñas partes (elementos) interconectadas entre sí a través de los nudos de los elementos, de manera que suponemos que, el campo de desplazamientos en el interior de cada elemento, puede expresarse en función de los desplazamientos que sufren los nudos del elemento (desplazamientos nodales); posteriormente, se podrá determinar la matriz de rigidez de cada elemento, las cuales una vez ensambladas (siguiendo los pasos del análisis matricial de estructuras), permitirán la obtención de los desplazamientos en los nudos de cada elemento. De esa manera, una vez conocidos dichos desplazamientos, se podría determinar, de una forma aproximada como ya se dijo antes, las tensiones y las deformaciones en el interior del elemento. [13]

Para ello, este programa tiene una serie de módulos en los que se pueden crear materiales, definir geometrías, definir el tipo de análisis y cargas y el tipo de mallado para finalmente obtener los resultados que requerirían mucho más esfuerzo sin la ayuda de un ordenador.

A continuación, se presenta una descripción esquemática del desarrollo de los modelos:

Primeramente, se ha importado la geometría del árbol de levas previamente diseñado en el programa de CAD Autodesk Inventor con sus medidas en metros para poder trabajar en unidades del S.I. Este proceso se ha llevado a cabo a través del módulo “Part” desde el que también puede definirse a mano la geometría de los componentes a estudiar.

Posteriormente, gracias al módulo “Property” se han definido los materiales utilizados para la fabricación del objeto, para ello ha sido necesario introducir datos como su densidad, Módulo de Elasticidad y Coeficiente de Poisson. Asimismo, se ha asignado dicho material al modelo.

Más tarde se ha especificado el tipo de análisis que se quería llevar a cabo escogiendo “static” en el módulo “Step”.

Después, en el módulo “Load” se imponen las condiciones de contorno, y las cargas que se aplican, en nuestro caso, estas cargas se han hallado en el apartado 3.2 Simulación dinámica y análisis de fuerzas.

Previo al último paso, se ha procedido a definir el tamaño global del elemento dentro del módulo “Mesh” desde el que es posible definir el tipo de elemento, el número de éstos y el tamaño de la malla.

Para finalizar se ha hecho uso del módulo “Job” en el que se crea un espacio de trabajo en el que se realizan los cálculos pertinentes cuyos resultados se pueden obtener en el módulo “Visualización”.

NORMATIVA

Para la posterior fabricación de un árbol de levas, materiales y sollicitaciones mecánicas se requiere el cumplimiento de la normativa UNE que muestra su regulación en los próximos capítulos.

2.5. Concepto de fatiga

Según varios autores, entre las distintas causas de falla de componentes mecánicos, la más común se debe a la fatiga de materiales. Del número total de fallas, las provocadas por fatiga rondan entre el 50% al 90%, siendo en la mayoría de las veces fallas que ocurren de forma inesperada.

La fatiga de materiales es una reducción gradual de la capacidad de carga del componente, por la ruptura lenta de ese material, consecuencia del avance casi infinitesimal de las fisuras que se forman en su interior.

A continuación, se explica de manera esquemática el método más utilizado para cálculo de piezas a fatiga. [14]

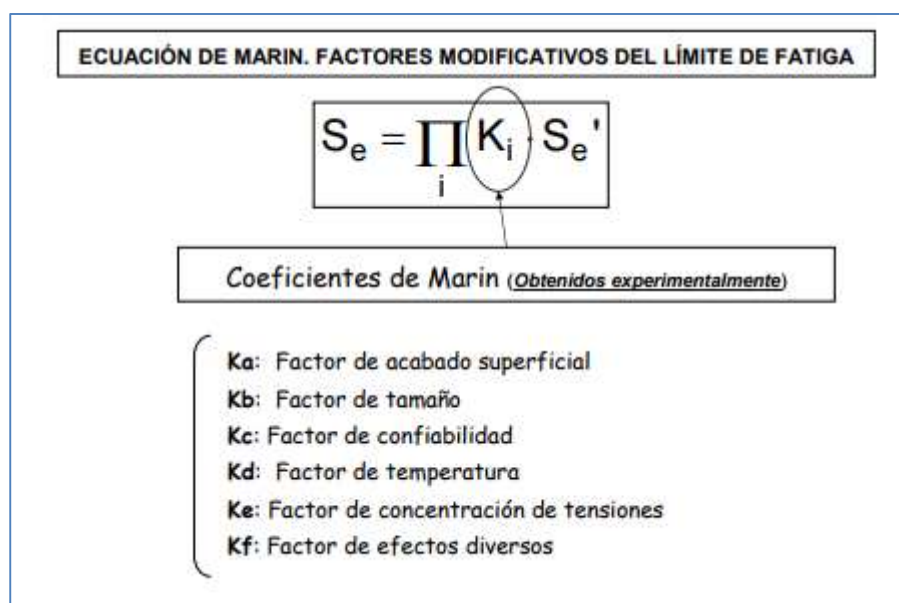


Figura 2.8: Cálculo de S_e [15]

En la Figura 2.8 se esquematiza el modo de cálculo de S_e (límite de resistencia a fatiga) haciendo uso de los Coeficientes de Marin y del límite de resistencia a fatiga sin corregir S_e' .

Este último se halla de manera experimental en función del tipo de material y número de ciclos transcurridos. Aunque cuando no se cuente con dicha información se puede realizar la siguiente aproximación:

Para hierros y aceros forjados:

$$\bullet \quad S_e' = 0.5S_{ut} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ Mpa} \quad 2.1$$

$$\bullet \quad S_e' = 700 \text{ MPa} \quad S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa} \quad 2.2$$

En este caso, como la resistencia última a tracción del acero SAE52100 es de 2240.8 MPa se hará uso de $S_e' = 700 \text{ MPa}$

En cuanto a los Coeficientes de Marin, se trata de unos coeficientes cuyos valores se encuentran entre 0 y 1 hallados de manera experimental que corrigen el límite de resistencia a fatiga en función de factores como: geometría del material, acabado superficial, temperatura de uso etc. Se deben tener en cuenta para cada sección a estudiar. A continuación, se describen los coeficientes utilizados en este análisis:

- K_a : Factor de acabado superficial.

Cuanto peor sea el acabado superficial del elemento de estudio el límite de resistencia a fatiga corregido será menor debido a que la superficie tendrá mayor rugosidad lo que se traducirá en una mayor concentración de tensiones (Tabla 1).

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad 2.3$$

Acabado superficial	Coficiente a (MPa)	Exponente b
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado,)	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

Tabla 1: Tabla valores “a” y “b” [16]

Para el acero se utilizará la siguiente gráfica (Figura 2.9).

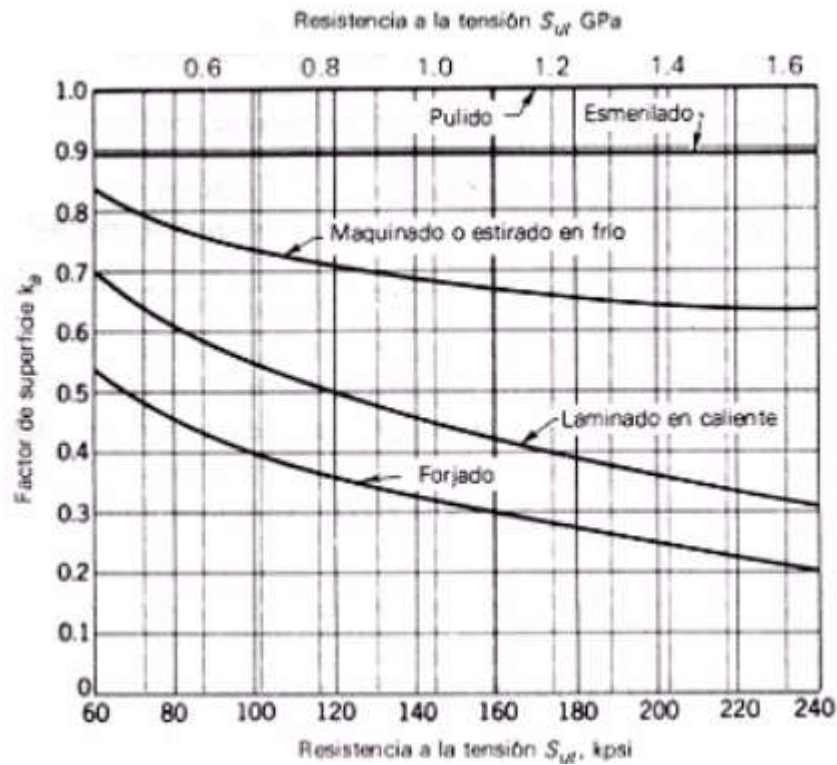


Figura 2.9: Gráfica K_a para aceros [17]

- K_b : Factor de tamaño.

Como el ensayo de viga rotatoria está realizado con un diámetro normalizado habrá que tener en cuenta el tipo de sección y sus dimensiones.

- Para secciones circulares:

Flexión y torsión:

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} \quad 2.79 \leq d \leq 51 \quad d \text{ en mm} \quad 2.4$$

$$K_b = 1.189 \cdot d^{-0.097} \quad 52 \leq d \leq 250 \quad d \text{ en mm} \quad 2.5$$

Carga axial:

$$K_b = 1 \quad 2.6$$

- K_c : Factor de confiabilidad (Tabla 2).

<i>Confiabilidad</i>	<i>Factor de confiabilidad K_c</i>
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Tabla 2: Factor de confiabilidad [18]

- K_d : Factor de temperatura.

La temperatura modifica las propiedades mecánicas de los materiales, algunos materiales como las aleaciones de aluminio no tienen límite de fatiga a altas temperaturas.

$$K_d = 1 \quad T \leq 450^\circ\text{C} \quad 2.7$$

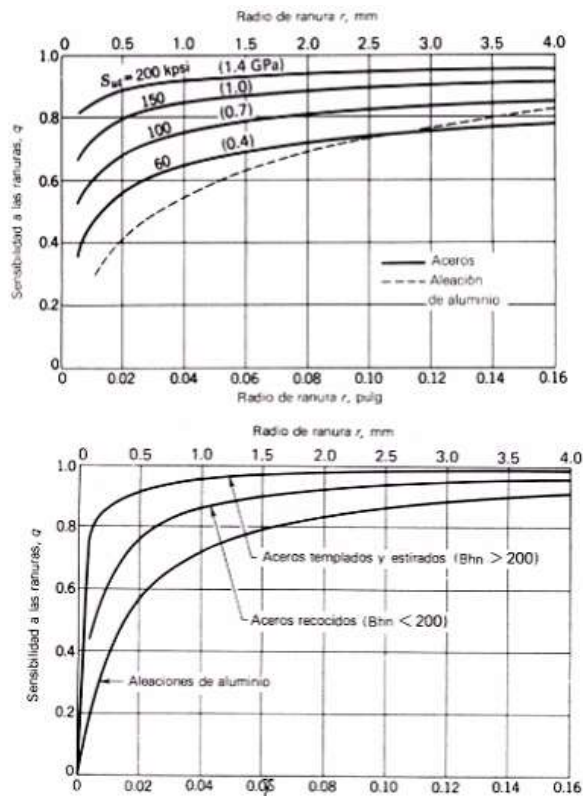
$$K_d = 1 - 5.8 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 450) \quad 450^\circ\text{C} \leq T \leq 550^\circ\text{C} \quad 2.8$$

- K_e : Factor de concentración de tensiones.

$$K_e = \frac{1}{R_f} \quad 2.9$$

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1} \quad 2.10$$

A continuación, se presentan las gráficas utilizadas para hallar el factor de concentración teórico, así como la sensibilidad a las ranuras (Figuras 2.10, 2.11 y 2.12).



Sensibilidad a las ranuras. Cargas de flexión y axiales alternantes.
 Para radios de ranura mayores usar valores de q correspondientes a $r = 4$ mm.

Sensibilidad a las ranuras. Cargas de torsión alternantes.
 Para radios de ranura mayores usar valores de q correspondientes a $r = 4$ mm.

Figura 2.10: Factor de sensibilidad de las ranuras [19]

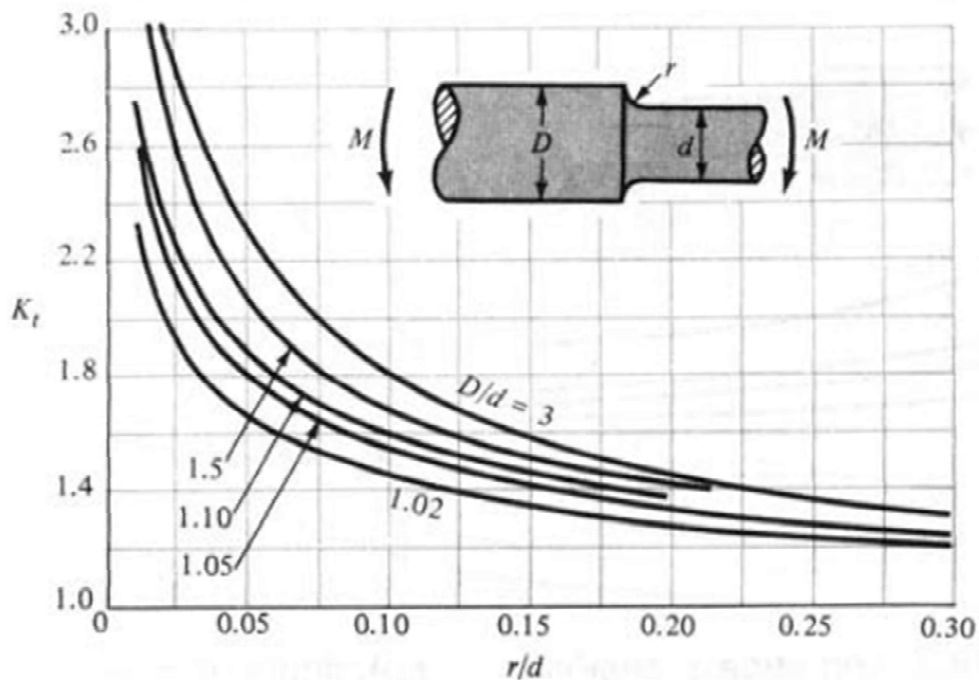


Figura 2.11: Factor de concentración teórico-barra sección circular en flexión [20]

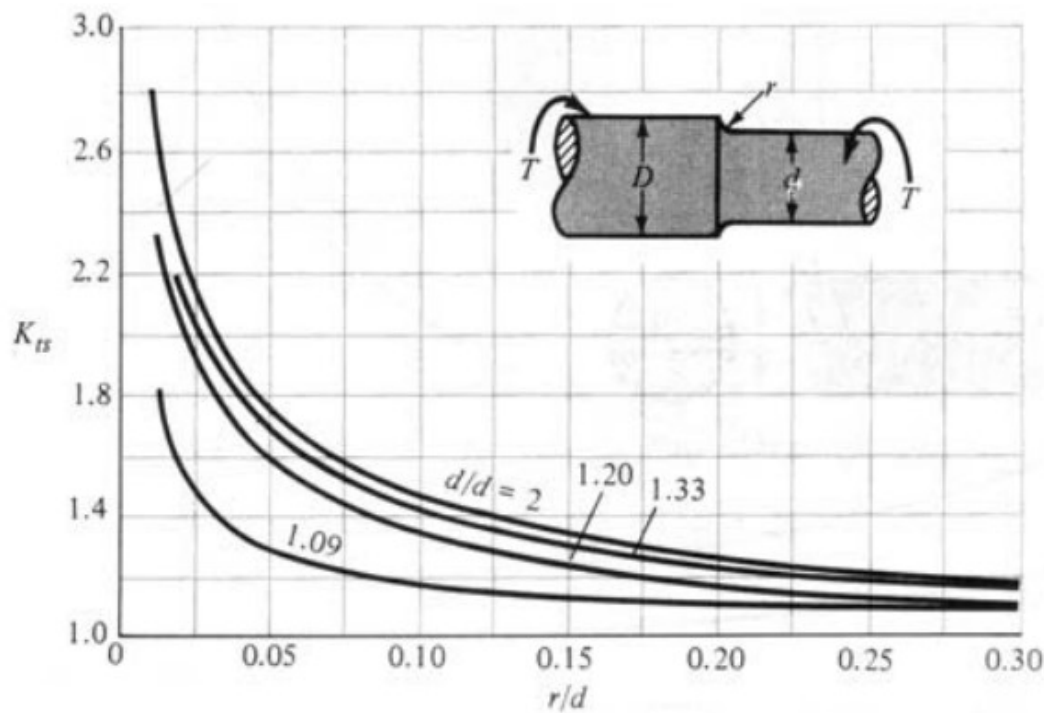


Figura 2.12: Factor de concentración teórico-barra sección circular en torsión [21]

Después de hallar todos los Coeficientes de Marin, se procede a calcular S_e con el objetivo de sustituirlo en la ecuación de Goodman 2.11 y hallar así el coeficiente de seguridad.

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \quad 2.11$$

Este coeficiente proporcionará la información necesaria para saber si el árbol de levas tiene vida infinita o, en caso de no ser así, cuáles serían las secciones donde se produciría el fallo. Si el valor de “n” es mayor que uno la sección se puede considerar aceptable, mientras que, si el valor de este coeficiente se encuentra entre el cero y el uno, no se podrá garantizar vida infinita.

3. MODELO DESARROLLADO

La elaboración del proyecto se ha llevado a cabo de la siguiente manera:

1. Para poder hacer un estudio detallado de las fuerzas que actúan sobre la leva se ha tenido en cuenta características como su geometría, velocidad de rotación o excentricidad del seguidor etc.

Para ello se ha hecho uso del programa de CAD Inventor Professional con el que se ha realizado el modelo geométrico para posteriormente realizar la simulación y análisis tensional.

2. Después se ha utilizado el módulo de simulación dinámica de este mismo programa que permite modelizar el mecanismo de giro y translación del conjunto leva-seguidor. Estableciendo interacciones entre los contactos se han hallado las gráficas más relevantes como: la fuerza producida por el muelle, la elongación del mismo en función del giro de la leva y la velocidad de ésta.

3. Más tarde, una vez hallados los valores de las fuerzas actuantes en las levas se ha hecho uso del programa SIMULIA Abaqus con el objetivo de hacer un análisis tensional por medio del Método de Elementos Finitos.

4. Por último, ya con los resultados de las tensiones obtenidos, se han escogido las secciones más críticas del árbol y se ha realizado el cálculo a fatiga de cada una de ellas para averiguar cuál es la más vulnerable y de esta manera poder proponer mejoras.

3.1.Determinación del modelo geométrico.

Con el objetivo de hallar la geometría exacta del árbol de levas (más concretamente de las levas) se ha hecho uso del dispositivo Mitutoyo BH-504 (Figura 3.1), una máquina de metrología tridimensional que, mediante el uso de un palpador (Figura 3.2) es capaz de hallar con precisión milimétrica los radios de las levas.



Figura 3.1: Mitutoyo BH-504 y árbol de levas



Figura 3.2: Palpador en contacto con leva

El árbol de levas de la Figura 3.1, cedido por el Departamento de Ingeniería Mecánica y perteneciente a un sistema de DOHC (doble árbol de levas), ha sido medido con la máquina, tocando tres puntos de la curva (Figura 3.2) con el palpador la tridimensional proporciona las medidas exactas de los radios de curvatura. Dichas medidas se presentan recuadradas en las figuras 3.3, 3.4 y 3.5.

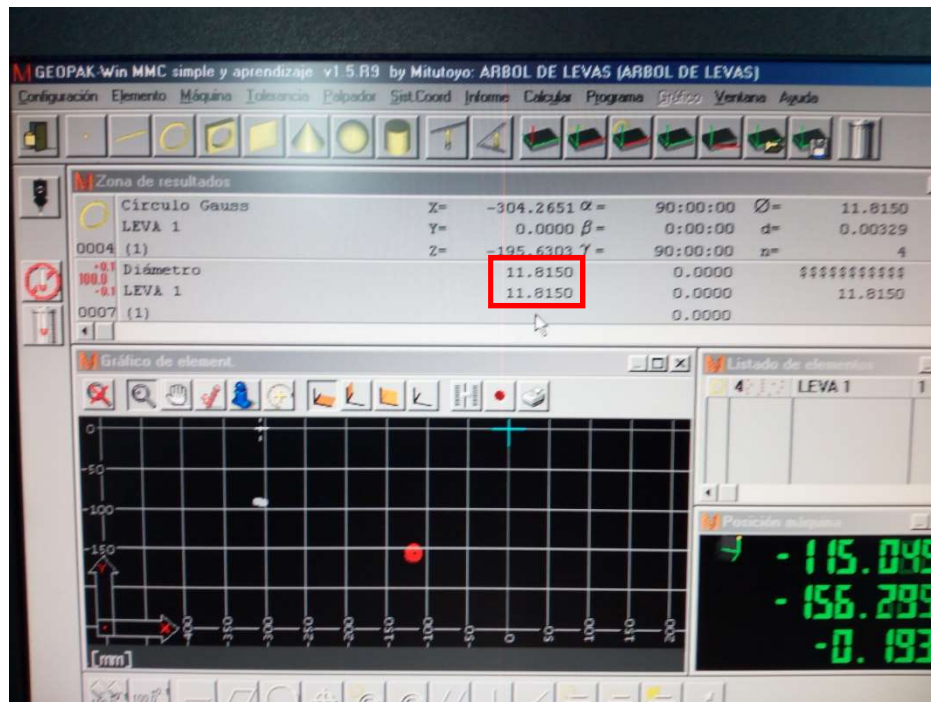


Figura 3.3: Diámetro cúspide

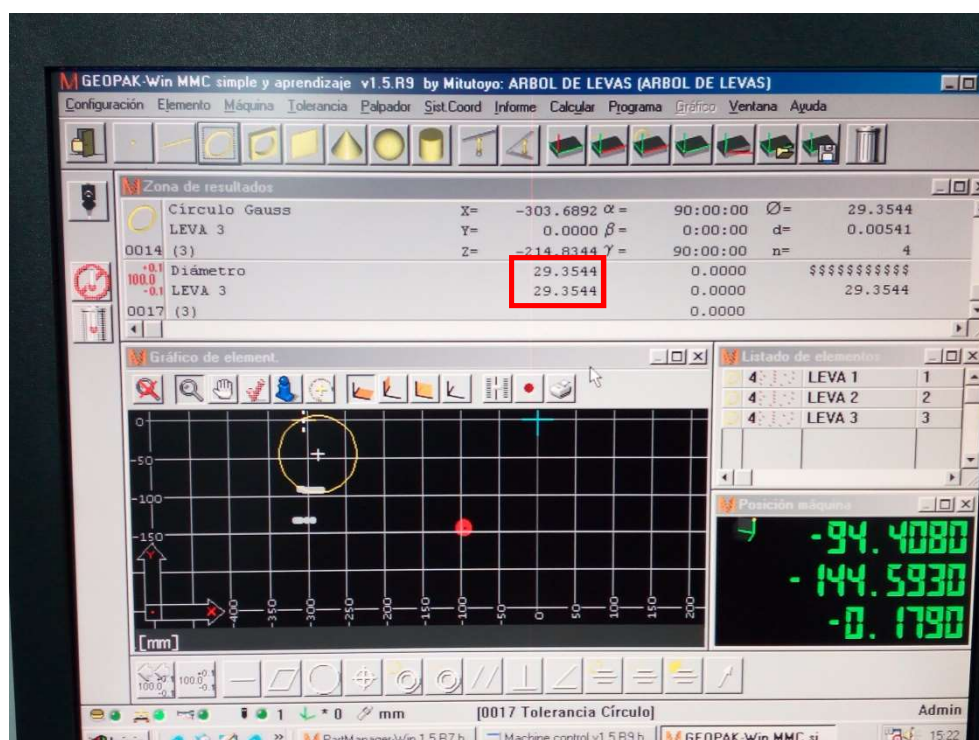


Figura 3.4: Diámetro zona de reposo

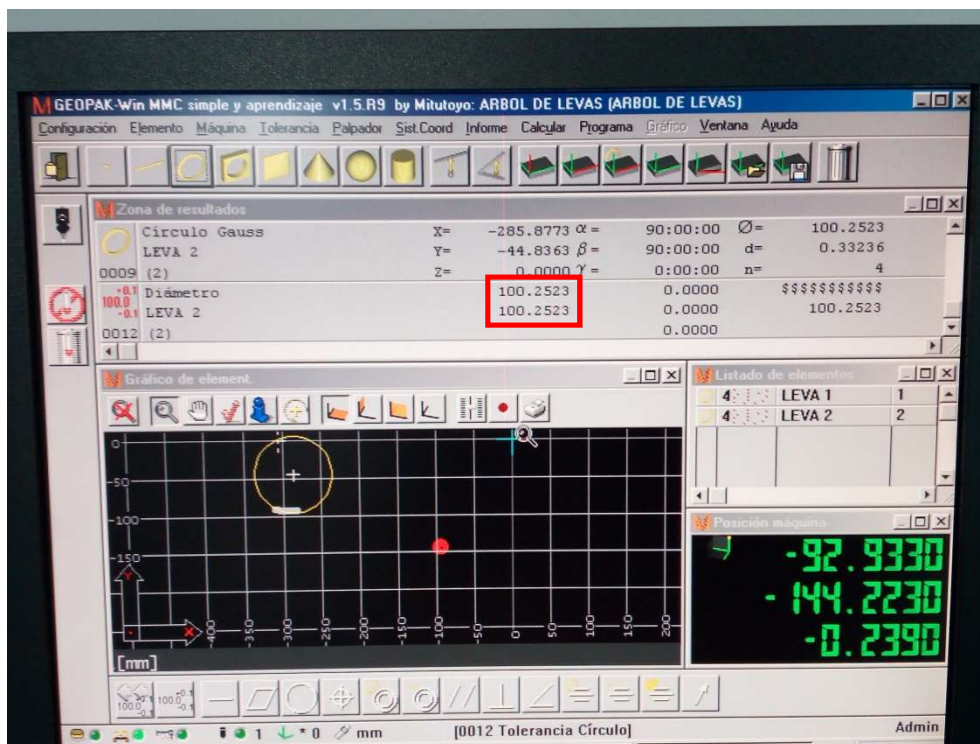


Figura 3.5: Diámetro rampas

Por lo tanto, tal y como muestran las figuras ya mencionadas, las medidas de los diámetros son:

- $\varnothing_{\text{cúspide}} = 11.815 \text{ mm}$
- $\varnothing_{\text{zona reposo}} = 29.3544 \text{ mm}$
- $\varnothing_{\text{rampas}} = 100.2523 \text{ mm}$

* Ver Figura 2.1: Nomenclatura de la leva.

Una vez halladas las distintas medidas de los radios componentes de las levas y con ayuda de un calibre se consiguió determinar la geometría exacta del árbol de levas (Figura 3.6), con todos estos datos se realizó un modelo CAD. Tanto los diámetros intermedios del eje como las levas, están construidas por extrusión, teniendo en cuenta los espesores de estos, los vaciados de los extremos, donde se realiza la instalación del árbol han sido realizados con la herramienta “Hole” que permite definir la profundidad de los taladros y su acabado,

por último, los radios de acuerdo se han diseñado con la herramienta “Fillet” con la que se puede especificar el radio que adquiere una arista.

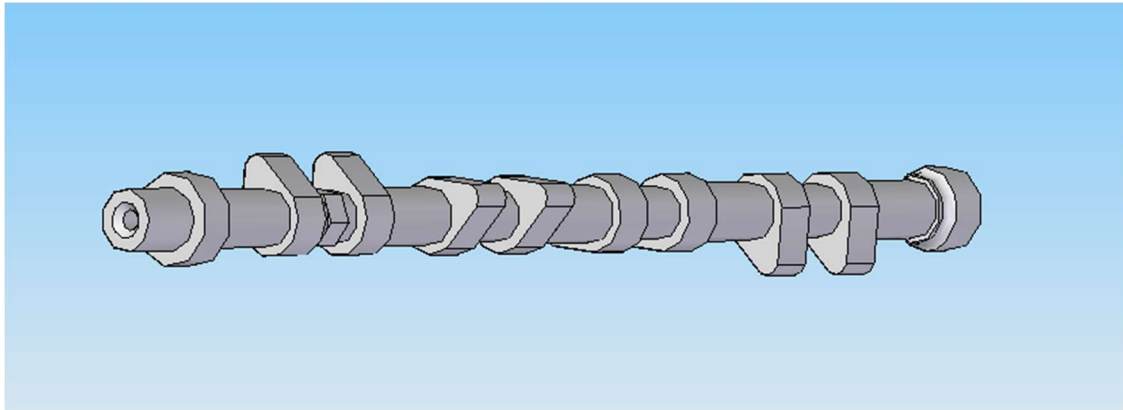


Figura 3.6: modelo CAD

3.2.Simulación dinámica y análisis de fuerzas.

Una vez halladas las medidas de los distintos radios se puede comenzar con el análisis de fuerzas, éstas pueden descomponerse en tres: la fuerza ejercida por el resorte, las fuerzas de inercia y las fuerzas de fricción. En la Figura 3.7 se muestra un esquema de actuación de las fuerzas.

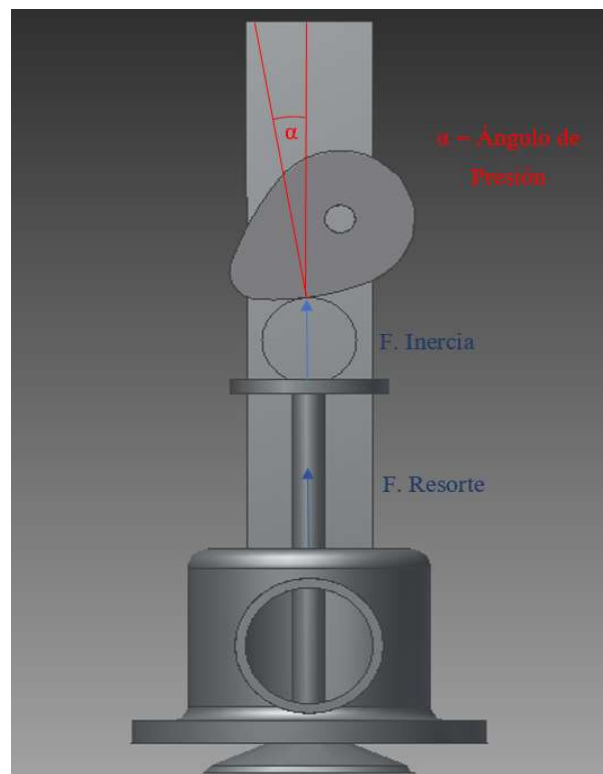


Figura 3.7: Esquema fuerzas

Para ello se ha realizado una simulación dinámica con en el que se ha introducido el diseño de la leva previamente caracterizada geométricamente. Posteriormente se ha añadido una restricción en la que se define la constante de rigidez el resorte utilizado, así como su elongación inicial, después se han implementado la válvula y el radio del rodillo para por último establecer las interacciones entre la leva y el seguidor. Por último, se han impuesto las condiciones de giro de la leva, de esta manera el programa es capaz de realizar una simulación y proporcionar los resultados de la fuerza ejercida por el resorte.

La fuerza que produce la compresión del resorte F_R tiene la forma (Ecuación 3.1):

$$F_R = k (y - y_o) \quad 3.1$$

Dónde:

k = constante de rigidez del muelle = 68.24 N/mm [22]

y = compresión del muelle (mm)

y_o = longitud inicial del muelle (mm)

Seguidamente, se presenta la gráfica (Figura 3.8) en la que se representa la evolución de la fuerza del resorte en función del ángulo girado por la leva.

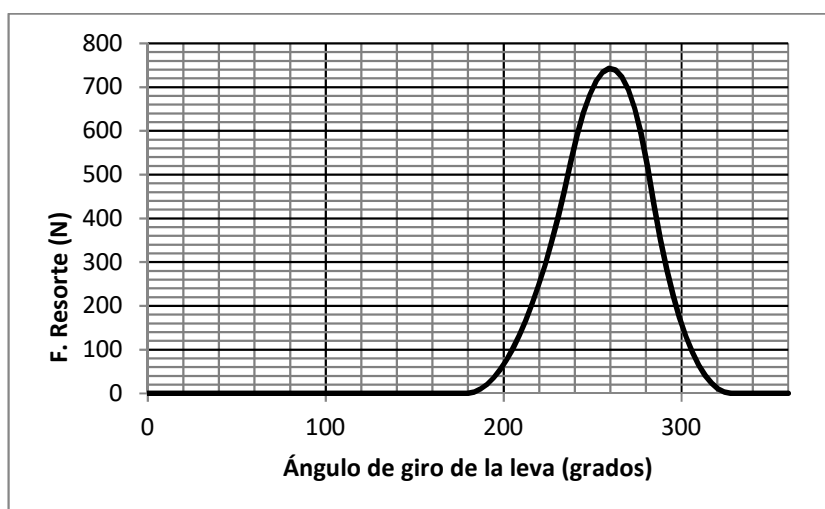


Figura 3.8: Gráfica: Fuerza resorte-ángulo leva

En cuanto a la fuerza de inercia (Fuerza 3.9) de los componentes hay que tener en cuenta la posición de la válvula y su masa, es decir, para que se mantenga el contacto entre la leva y seguidor es necesaria una fuerza positiva en sentido opuesto al movimiento del seguidor. Esta fuerza se calcula como el producto entre la masa de la válvula y la aceleración imprimida por el muelle.

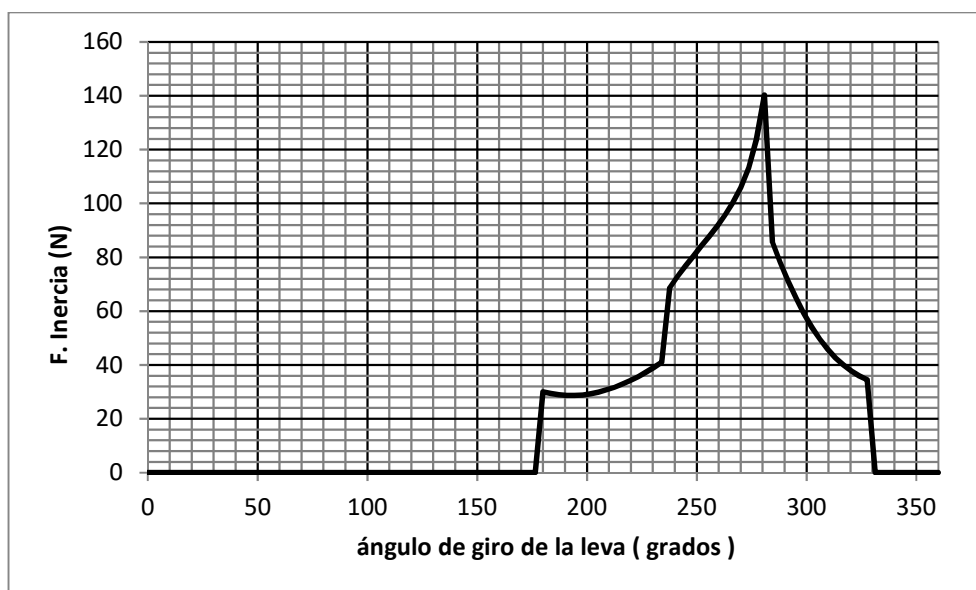


Figura 3.9: Gráfica: Fuerza inercia-ángulo leva

En este caso se han despreciado las fuerzas de fricción en el contacto con tal de simplificar los cálculos dado que son de una magnitud mucho menor a la fuerza del resorte.

Por tanto, la expresión que se utiliza para hallar la fuerza normal es la siguiente (Ecuación 3.2):

$$F_N = \frac{F_R + F_{inercia}}{\cos \alpha} \quad 3.2$$

Siendo α el ángulo de presión que dependerá de la posición relativa de la leva respecto al seguidor.

Este ángulo se halla a partir de la siguiente ecuación (Ecuación 3.3):

$$\alpha = \operatorname{atan} \frac{y' - \epsilon}{\sqrt{R_0^2 - \epsilon^2 + y}} \quad 3.3$$

La gráfica que muestra la variación de dicho ángulo en función del ángulo de giro de la leva se presenta a continuación (Figura 3.10).

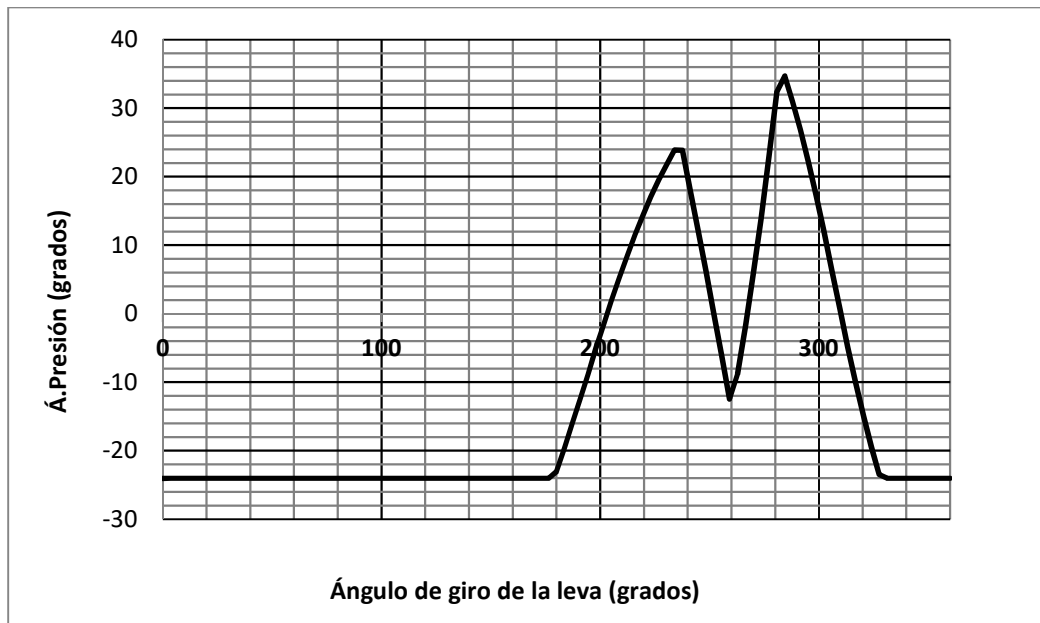


Figura 3.10: Gráfica: Ángulo de presión-ángulo leva

Como se puede observar, el ángulo de presión en la leva no supera los 35° en valor absoluto lo que garantiza que no se producirá el fenómeno de autorretención. En la Figura 3.11 se muestra la evolución de la fuerza normal en función del ángulo de giro de la leva.

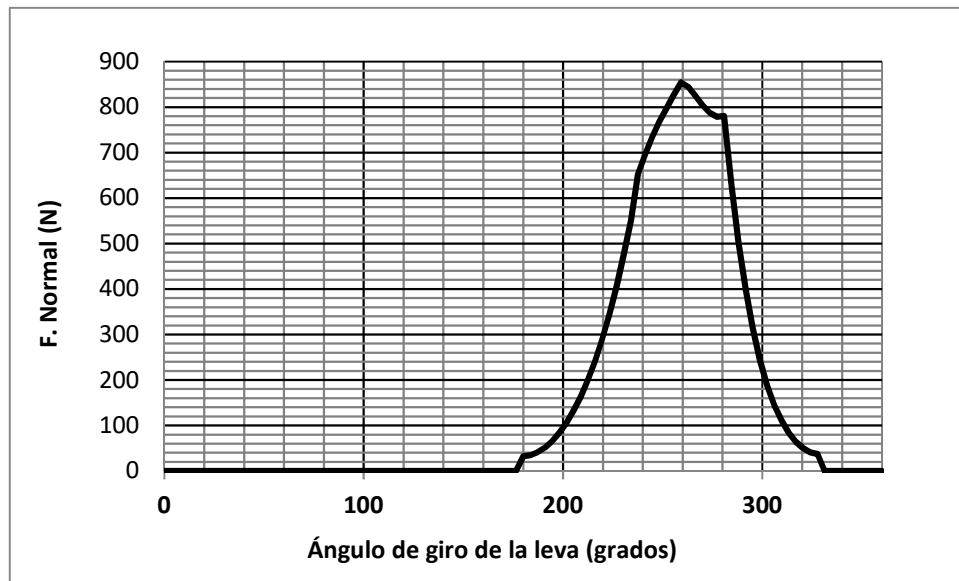


Figura 3.11: Gráfica: Fuerza normal-ángulo leva

Los cálculos realizados para la obtención de los datos de las gráficas de las Figuras 3.9, 3.10 y 3.11 se encuentran en el Anexo A.

Además, se puede observar que para velocidades angulares relativamente bajas -en este caso se ha supuesto una velocidad angular constante de 1200 rev/min debido a que se ha realizado la hipótesis de que el régimen de vueltas del cigüeñal es constante e igual a 2400 rev/min-, la fuerza normal adquiere valores muy similares a la fuerza del resorte (Figura 3.12).

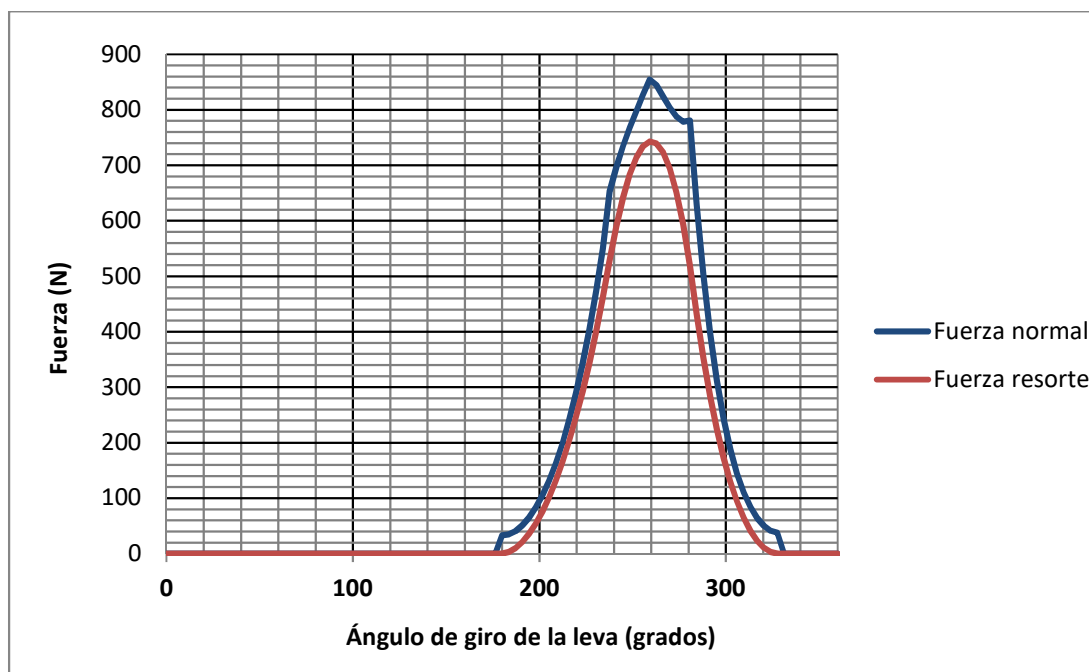


Figura 3.12: Gráfica: Comparación de fuerzas-ángulo leva

A parte de las cargas variables en cada una de las levas el árbol se encuentra sometido a un momento torsor, por lo que, recordando la hipótesis de que el cigüeñal se encuentra a un régimen de vueltas de 2400 rev/min podemos deducir que el árbol de levas está sometido a un torsor mayor debido a que su velocidad angular es la mitad que la del cigüeñal. (La velocidad angular del árbol de levas es la mitad de la del cigüeñal debido a que, durante el movimiento de subida y bajada de un pistón, es decir, una revolución del cigüeñal, el árbol realiza un proceso de apertura de las dos válvulas de admisión o escape del respectivo cilindro y el árbol enfrentado se encargará de realizar el proceso contrario con las otras dos válvulas.

En la imagen que se muestra a continuación (Figura 3.13) se ve representado el esquema de un cilindro con cuatro válvulas, dos correspondientes a un árbol de levas diferente.

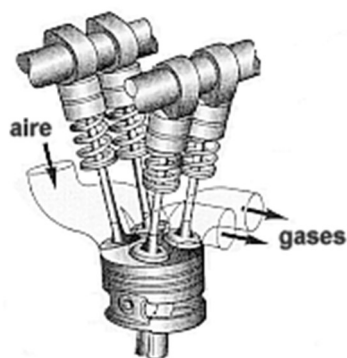


Figura 3.13: Cilindro de cuatro válvulas [23]

Para realizar el cálculo de momento torsor se ha recurrido a la Figura 3.14, se trata de una tabla de relación de potencia del motor con respecto al número de revoluciones de un Renault modelo Megane 1.6.

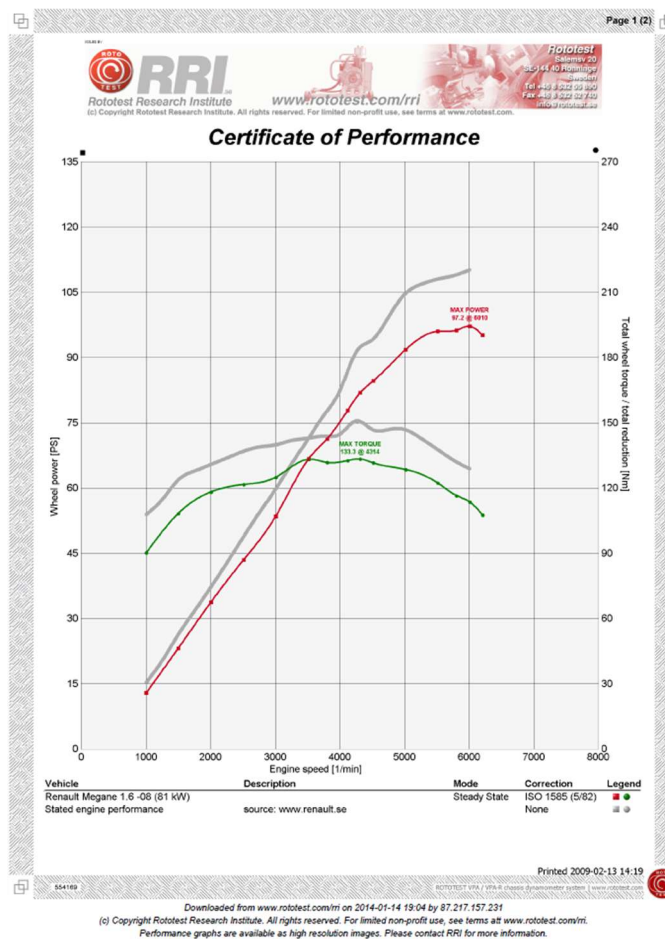


Figura 3.14: Gráfica potencia, par-revoluciones [24]

Los valores de esta gráfica se presentan en la Tabla 3 a continuación.

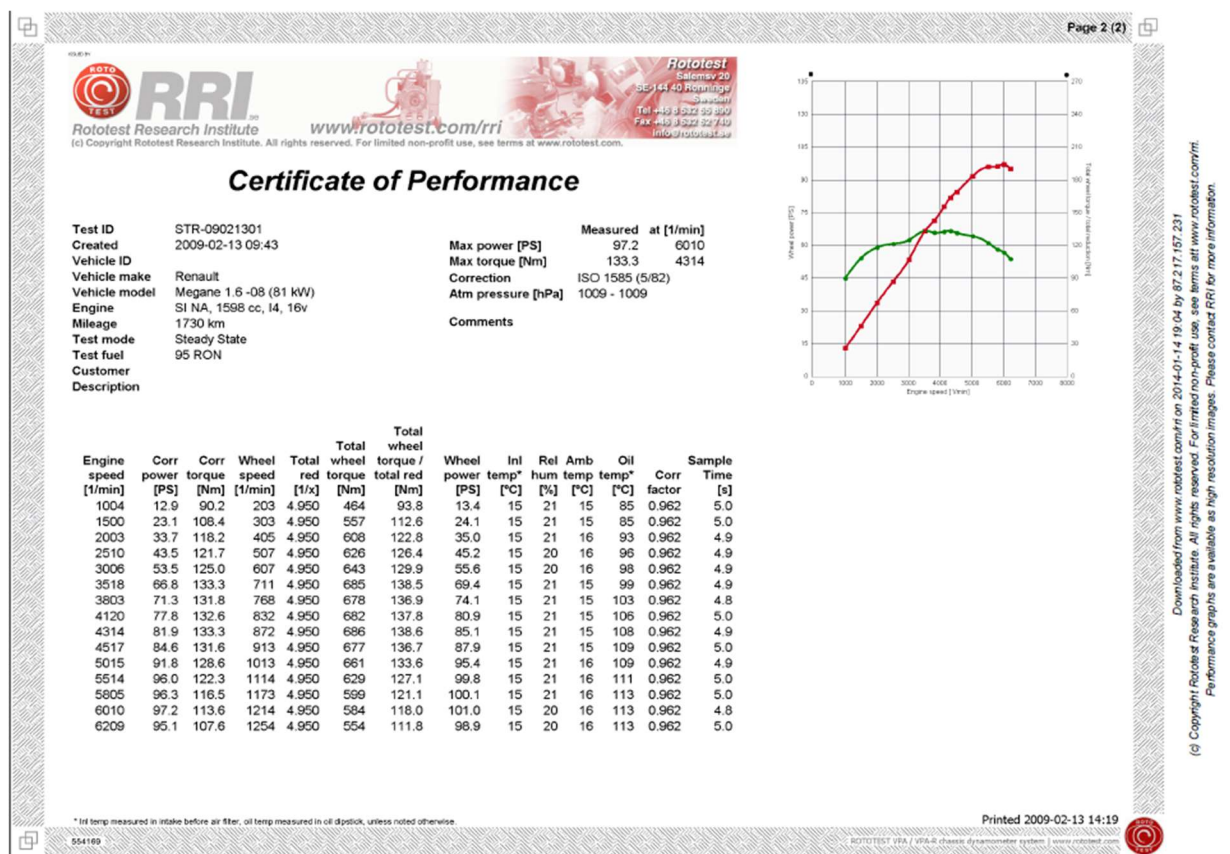


Tabla 3: Relación potencia-revoluciones experimental [25]

Observando la tabla podemos ver que a 2003 rev/min se genera una potencia de 33.7 CV mientras que a 2510 rev/min la potencia es de 43.5 CV, por lo tanto, interpolando, a 2400 rev/min se genera una potencia de 41,22 CV.

Por lo tanto, el torsor puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

Donde “T” es el torsor en Nm, “P” es la potencia desarrollada en Wattios y “ ω ” es la velocidad angular en rad/seg.

De la expresión anterior se deduce que el par que soporta el eje cuando gira a 2400 rev/min es 120.61 Nm.

3.3. Análisis de tensiones en el contacto

En este apartado se hará un análisis cuantitativo y cualitativo de las tensiones que aparecen en el contacto entre el rodillo del seguidor y la leva, para ello se ha utilizado el modelo de tensiones de Hertz.

En este caso en concreto el problema de contacto entre ambos elementos se ha solucionado asumiendo que los cilindros tienen el mismo espesor. Para la leva en particular es necesario utilizar tres radios diferentes dado que esos influirán a la hora de calcular la tensión de Hertz (Figura 3.15).

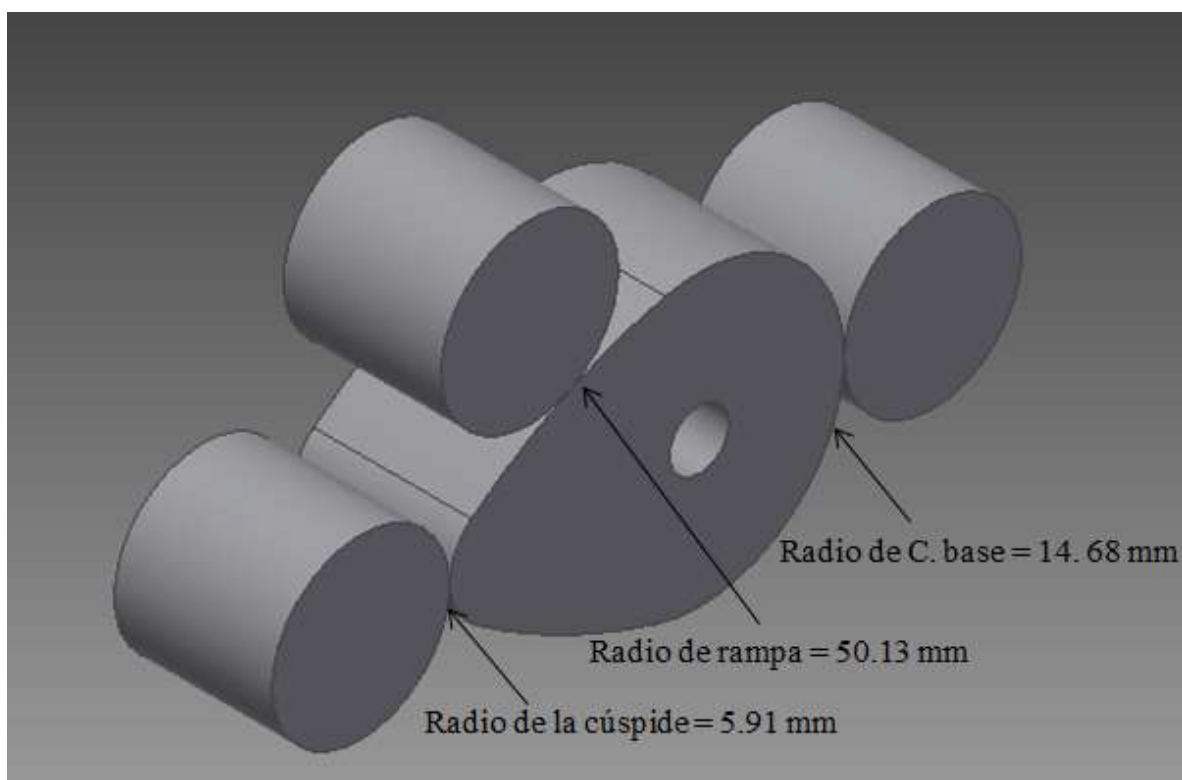


Figura 3.15: Distinción de radios en la leva

A continuación, se presenta la nomenclatura que se utilizará más adelante para el cálculo de las tensiones de Hertz (Figura 3.16).

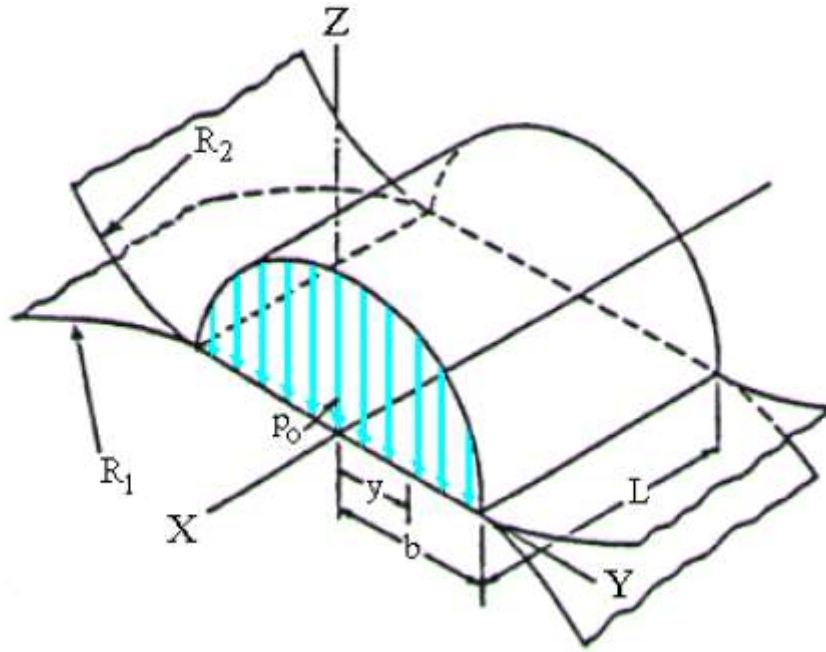


Figura 3.16: Nomenclatura geometría T. Hertz [26]

Para poder realizar los cálculos de las tensiones es necesario tener en cuenta algunos parámetros como los radios de los cilindros en contacto, la carga entre ellos y las propiedades mecánicas de los materiales de los que están fabricados (en nuestro caso hemos supuesto que el material utilizado es el acero SAE 52100, comúnmente utilizado en este tipo de aplicaciones).

Como se puede observar en la Figura 3.16, la distribución de presiones en el contacto tiene forma semicilíndrica, alcanzando su máximo valor en la mediana del segmento $2b$.

La ecuación de la distribución de presiones es la siguiente (Ecuación 3.4):

$$p = p_o \sqrt{1 - \frac{y^2}{b^2}} \quad 3.4$$

Donde la presión máxima se da en $y=0$ y cuyo valor se halla con la expresión (Ecuación 3.5):

$$p_o = 0.591 \sqrt{\frac{P(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2})}{L\Delta}} \quad 3.5$$

En esta ecuación, R_1 y R_2 hacen referencia a los radios de ambos cilindros, L al espesor de estos y la función Δ viene dada por las propiedades mecánicas de ambos materiales a través de la siguiente ecuación (Ecuación 3.6):

$$\Delta = \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \quad 3.6$$

Y el término b de la ecuación de distribución de presiones se halla de la forma (Ecuación 3.7):

$$b = 113 \sqrt{\Delta \frac{P}{L \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}} \quad 3.7$$

Una vez hallados los valores mediante los respectivos cálculos y gracias al programa Excel hemos podido solapar las gráficas pertenecientes a las tres posibles combinaciones entre radios hallando la gráfica de la Figura 3.17.

En la gráfica se representa la presión máxima en función del ángulo de giro de la leva teniendo en cuenta los distintos radios, además, también se puede apreciar la evolución de la longitud de contacto entre los cuerpos (leva y rodillo). La carga utilizada en nuestro caso ha sido la hallada previamente y mostrada en la Figura 3.13, calculada a una velocidad angular constante de 1200 rev/min, el radio del rodillo [27] utilizado ha sido de 8.89 mm y por último, la longitud L que se ha utilizado ha sido la del espesor de las levas, es decir, 16 mm. Por último, las propiedades mecánicas de los materiales [28] son Módulo de elasticidad $E=210$ GPa y Coeficiente de Poisson $\nu=0.29$.

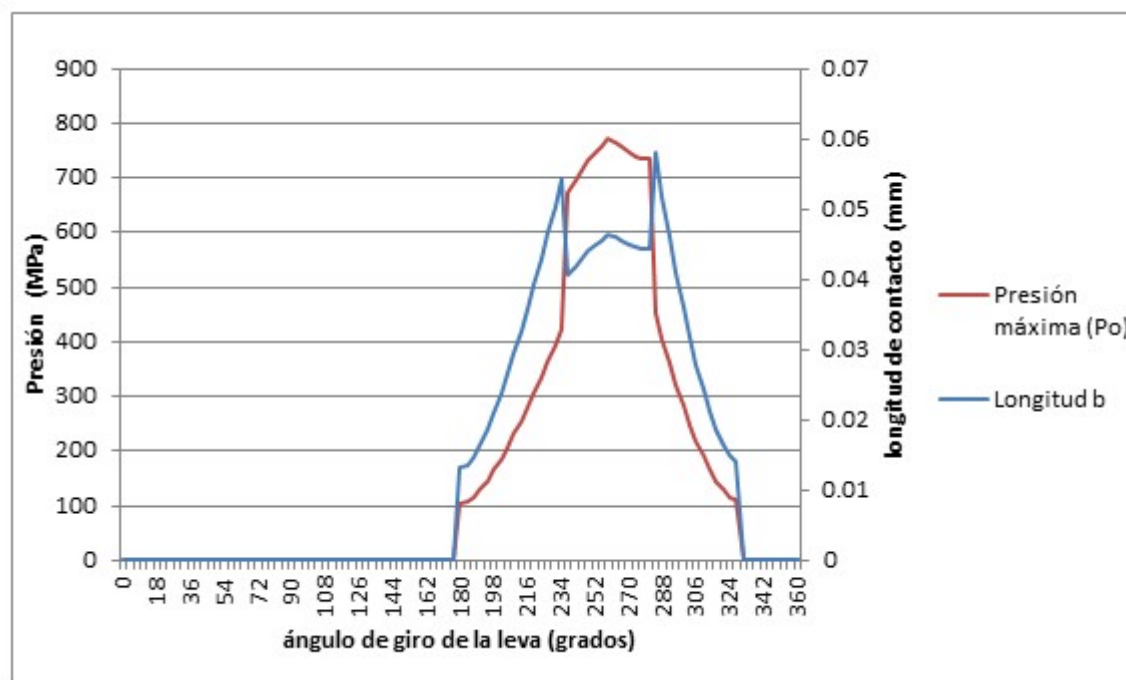


Figura 3.17: Gráficas presión máxima y longitud de contacto

Los datos hallados para la elaboración de la Figura 3.17 se encuentran en el Anexo B.

Como era de prever la presión máxima se da en la cúspide, eso se debe a una combinación de carga máxima y menor radio, por tanto, la presión se ve incrementada dado que una misma carga se distribuye en una superficie menor.

Ante la existencia de una grieta superficial, sería de mayor gravedad si se diera en la cúspide de la leva, donde el valor de tensión es máximo y por tanto habría mayor probabilidad de propagación.

También se ha de mencionar que el método de Hertz tiene ciertas limitaciones: se asume que el material del que están compuestos los cuerpos posee propiedades isotrópicas y elásticas, además se sabe que una de las hipótesis del método implica que el espesor sea mucho mayor que el radio de los cuerpos.

3.4. Modelo MEF en Abaqus.

3.4.1. Modelo particularizado

El modelo que se ha desarrollado en Abaqus tiene como objetivo hallar las tensiones a lo largo de todo el eje para después hacer un estudio más detallado de fatiga sobre cada una de las posibles secciones críticas, para ello, se importó el modelo CAD previamente diseñado con Autodesk Inventor al programa de MEF a través de módulo “Part”. Como todas las medidas habían sido diseñadas en mm hubo que multiplicar por un factor de escala para poder trabajar en unidades del S.I teniendo las medidas de longitud en metros. Figura 3.18.

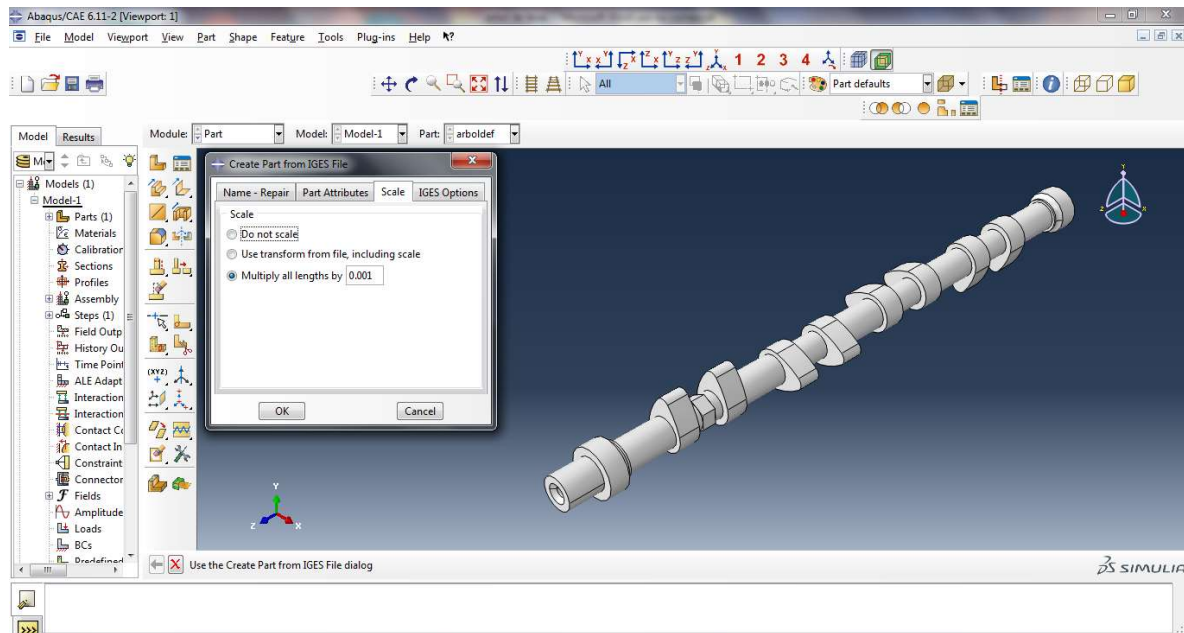


Figura 3.18: Módulo "Part"

Después, en el módulo “Property” se creó el material que se iba a utilizar, el acero SAE 52100 con las propiedades ya mencionadas en capítulos anteriores y densidad 7810 kg/m^3 , se asignó una sección a dicho material y posteriormente se seleccionó el árbol completo a dicha sección, Figura 3.19 y Figura 3.20.

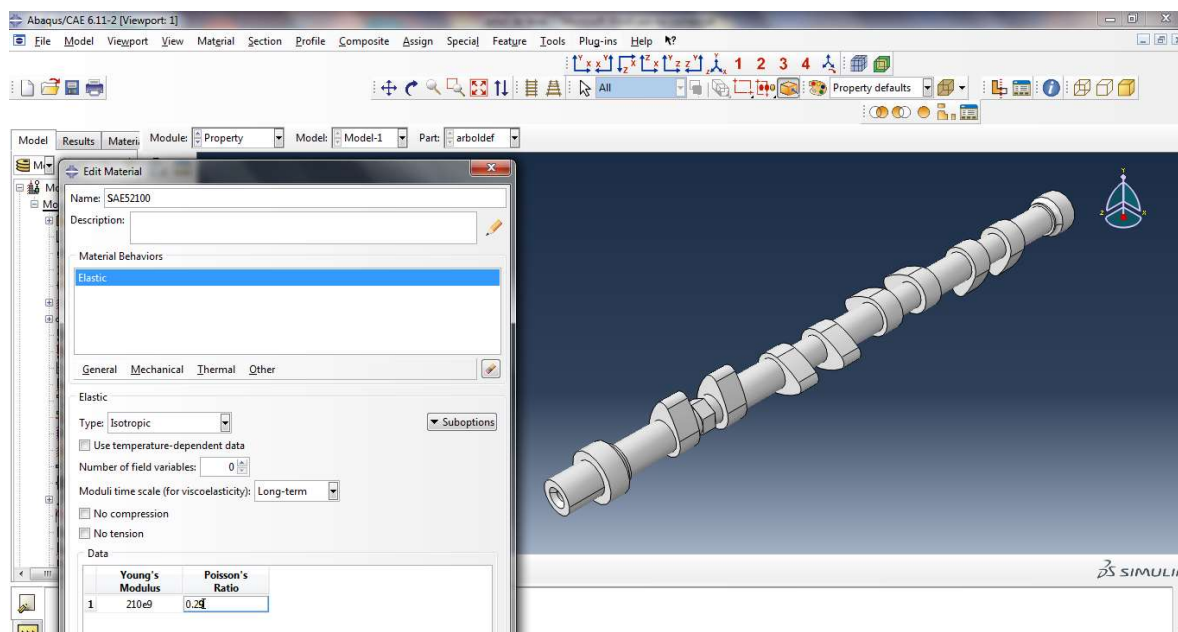


Figura 3.19: Módulo "Property", creación material.

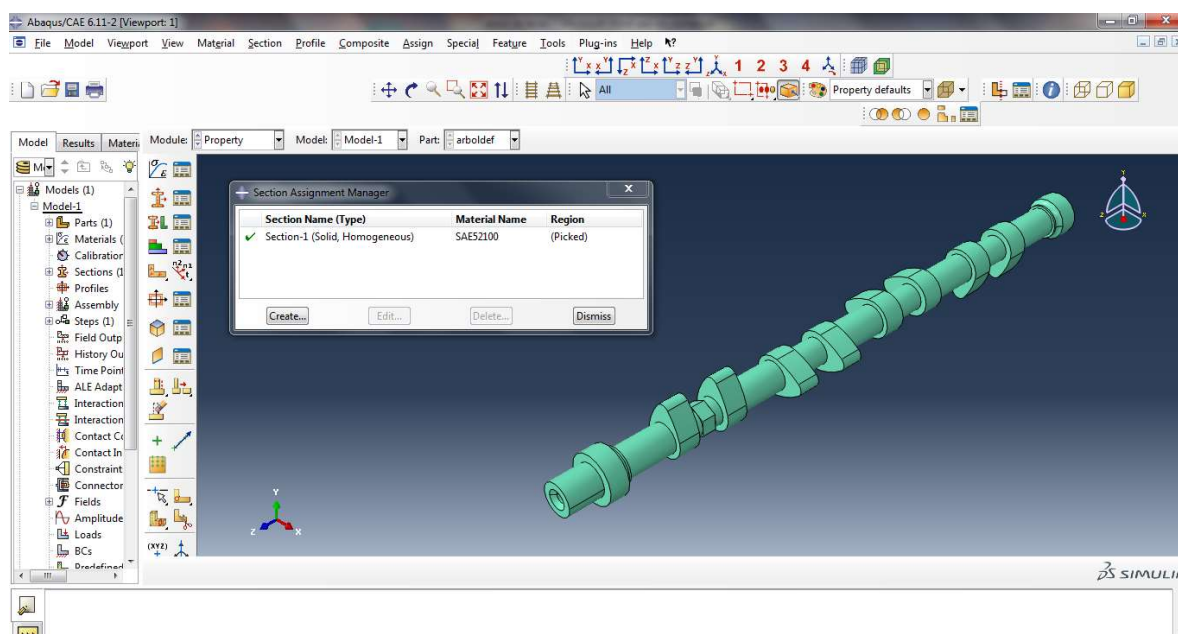


Figura 3.20: Módulo "Property", asignación sección material.

A continuación, en el módulo “Assembly” se crea el ensamblaje que sea necesario, en nuestro caso está compuesto únicamente por una pieza y en el módulo “Step” se configura el tipo de análisis que quiere realizarse, en nuestro caso de tipo estático dado que el problema se ha reducido a un estudio estático de diez posiciones de giro en lugar de un análisis dinámico.

Una vez hecho esto, se hará uso del módulo “Load” para establecer las cargas necesarias que actúan sobre el árbol (cargas puntuales producidas por los resortes y las fuerzas calculadas anteriormente, gravedad, etc.) así como para definir las condiciones de contorno que condicionan el análisis del árbol.

En la Figura 3.21 se aprecian los vectores que simulan la carga. Esta carga está descompuesta en sus componentes en los ejes que establecen la geometría de la leva, esto se ha calculado gracias al ángulo de presión con el que se ejercía dicha fuerza. La magnitud de la fuerza que se imprime a la leva es del orden de centenas de Newtons y han sido modelizadas como cargas puntuales.

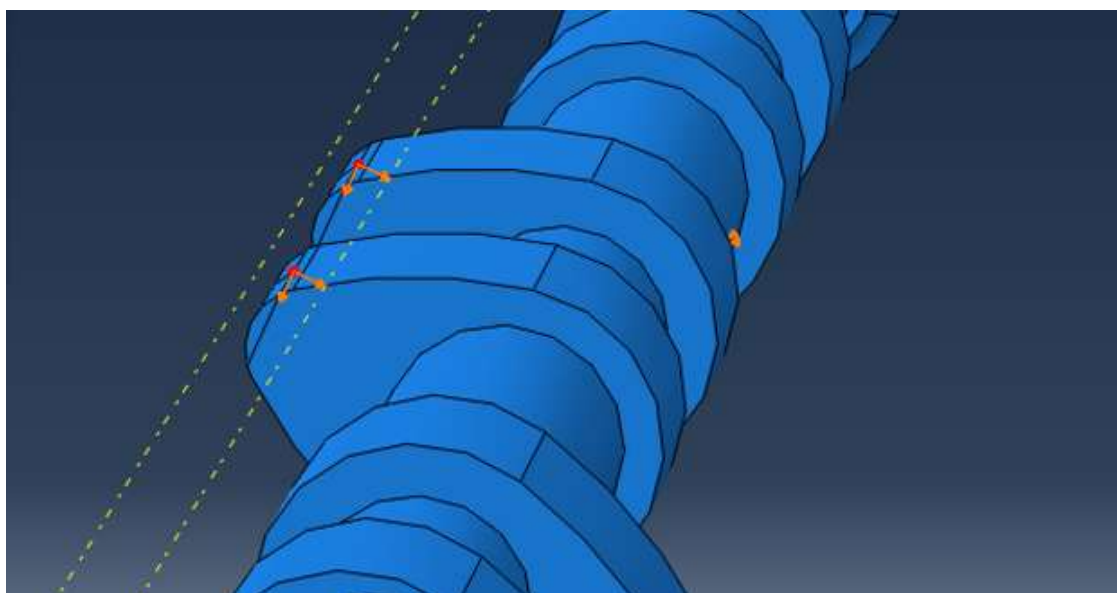


Figura 3.21: Módulo "Load" creación de cargas.

En la Figura 3.22 se puede observar cómo están establecidas las condiciones de contorno, es decir, cuáles son los desplazamientos y giros que están permitidos y cuales están restringidos, en nuestro caso se ha utilizado una configuración que simula los cojinetes en sus respectivas posiciones y que es la utilizada en la mayoría de automóviles. Ésta consiste en apoyar el árbol sobre unos cojinetes que se localizan en el medio de cada pareja de levas que tienen la misma orientación. De esta manera se determina que las condiciones de contorno en los apoyos ha de corresponderse con la restricción de los desplazamientos en

las direcciones del plano de las secciones dejando libre los desplazamientos en la dirección longitudinal.

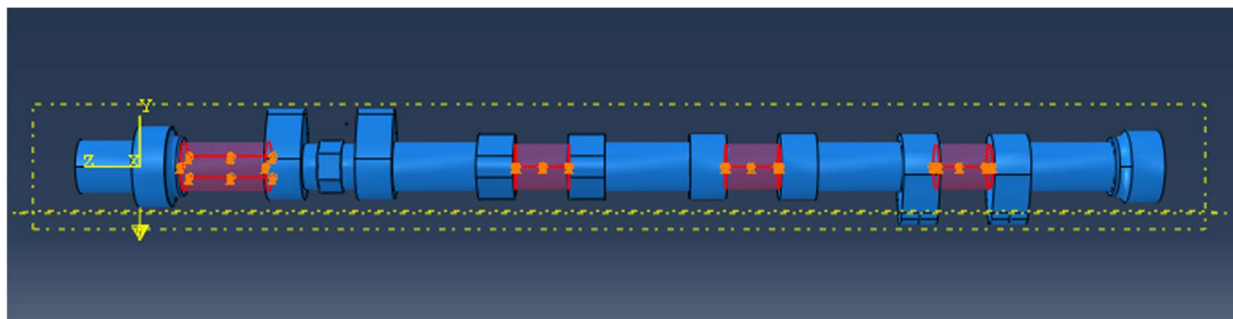


Figura 3.22: Módulo "Load" condiciones de contorno.

Más tarde se procede a utilizar el módulo “Mesh” para mallar el elemento a estudiar, el tamaño de la malla es de gran importancia dado que los resultados pueden variar notablemente en función del número de elementos que se establezcan, para tener un tamaño de malla aceptable se ha realizado un análisis de sensibilidad de malla. Para ello, se ha reproducido un modelo simple del propio árbol de levas, con una carga de 400 N situada en el centro y estudiando la variación de los desplazamientos máximos en el punto de aplicación de la carga (teniendo en cuenta que el tipo de elemento utilizado es tetraédrico). De esta manera se ha hallado una gráfica en la que se muestra la evolución de los resultados en función del tamaño de malla y el punto partir del cual se obtiene un tamaño de malla aceptable (Figura 3.23).

Además, se ha realizado una tabla que relaciona el tamaño global del elemento en metros con el número de elementos con la deformación sufrida en el punto. Tabla 4.

Tamaño de los elementos	Nº Elementos	Desplazamiento (mm)
0,2	1295	4,52E-03
0,1	1822	3,74E-03
0,05	2544	3,82E-03
0,025	2908	3,79E-03
0,01	4751	4,16E-03
0,005	16380	4,67E-03
0,0025	106251	5,74E-03
0,002	193700	6,20E-03

Tabla 4: Relaciones mallado.

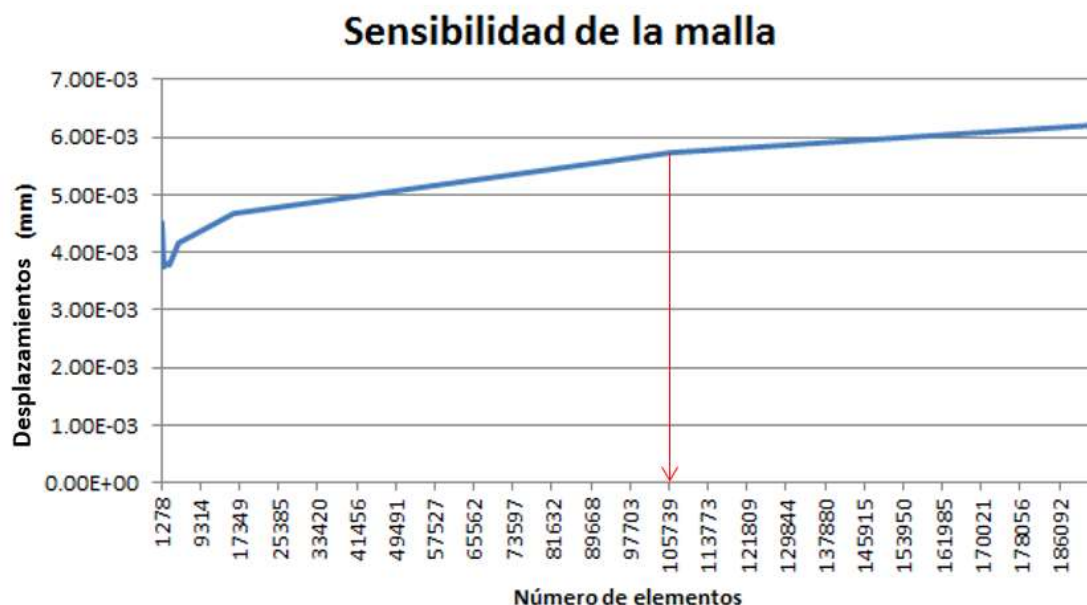


Figura 3.23: Gráfica sensibilidad de malla.

Como se puede apreciar en la gráfica, ésta se comienza a estabilizar a partir del número de elementos 105739 que, relacionándolo a través de la Tabla 1 con el tamaño de elemento se obtiene un tamaño global de 0.0025 m. A partir de la zona señalada en la gráfica un gran aumento en el número de elementos supone un cambio no suficientemente notable en el valor de la deformación.

En otras palabras, a partir de la zona marcada con la flecha roja, la pendiente es menor que en todos los tramos anteriores. Si bien es cierto que una malla con más elementos asegura resultados más precisos, también requiere un tiempo de cálculo por parte del programa mucho más elevado, el cual, con los medios empleados para la elaboración del proyecto no era factible.

Una vez hallado el tamaño de mallado idóneo para el estudio del árbol se procede a mallarlo escogiendo tipo de elemento y tamaño global de este quedando de la siguiente manera (Figura 3.24).

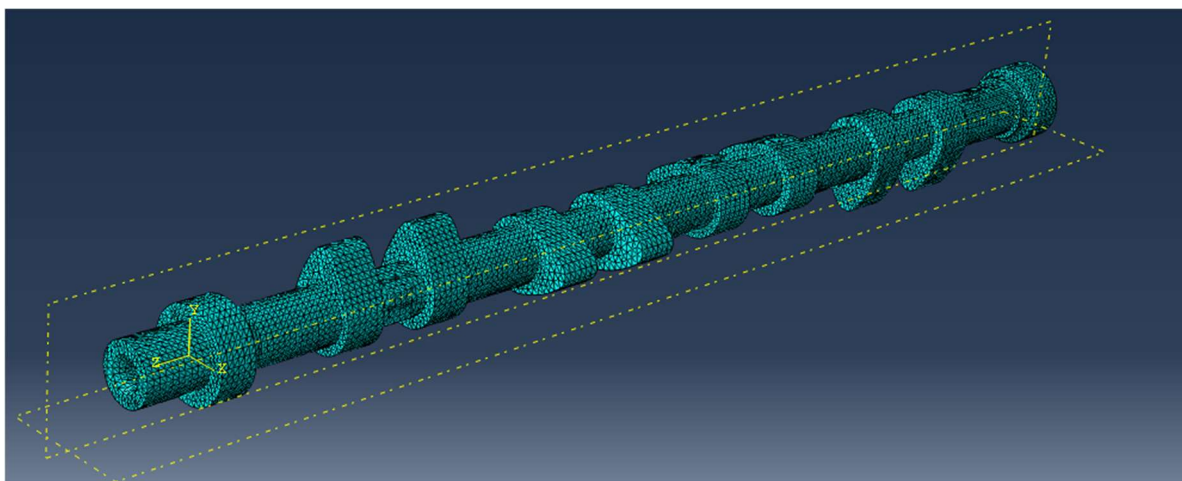


Figura 3.24: Módulo “Mesh” mallado del árbol.

De esta manera, el mallado tiene un tamaño global de 0.0025 como se ha calculado anteriormente habiendo utilizado un elemento de tipo tetraédrico.

3.4.2. Estudio de fatiga del árbol

Antes de comenzar este capítulo es necesario establecer una nomenclatura para identificar las secciones a estudiar. Atendiendo a la Figura 3.25, las secciones se nombran de manera general como “sección $a.b$ ” siendo “ a ” el número de leva correspondiente empezando desde el extremo que tiene la tuerca que facilita la instalación del árbol y “ b ” la primera o segunda cara de la leva según el mismo orden.

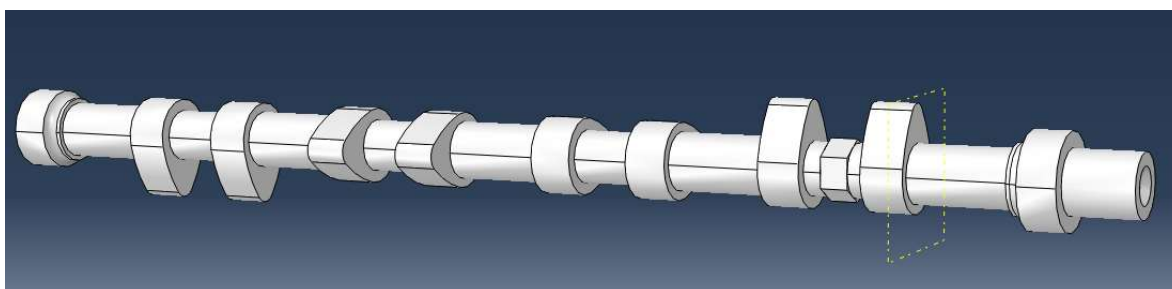


Figura 3.25: Ejemplo sección 1.1.

Para la realización del estudio de fatiga se han utilizado 17 secciones críticas (Figura 3.26), 16 pertenecientes a las levas y una en el plano de la tuerca en las que es más probable que se produzca fallo debido al cambio de sección. En cada una de estas secciones se ha calculado

el Coeficiente de Seguridad aplicando el criterio de Goodman. Esto se ha realizado de dicha manera debido a que el árbol de levas es un componente del vehículo que está en constante movimiento y es esencial para el funcionamiento del motor, por ello tanto el diseño del árbol como la elección de los materiales deben garantizar vida infinita.

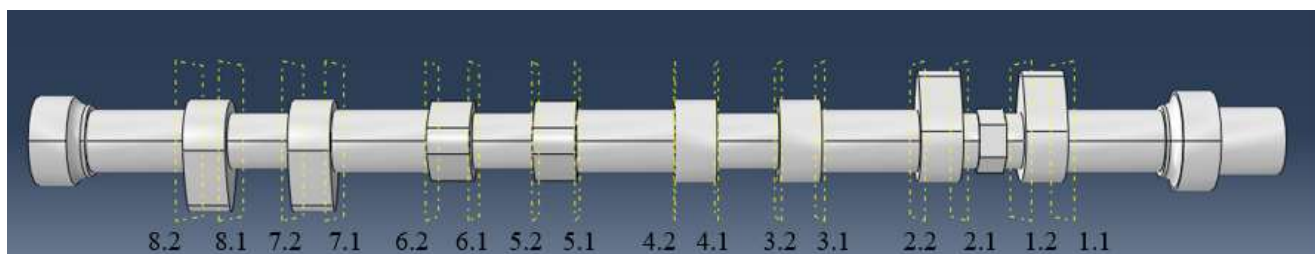


Figura 3.26: Esquema secciones

A continuación, se han llevado a cabo los siguientes pasos para la identificación de las tensiones máximas y mínimas de cada sección:

Primero se ha elegido la sección a estudiar, y como se muestra en la Figura 3.27 se han analizado todos los nodos del perímetro de la sección, donde naturalmente, las tensiones serán mayores. Este procedimiento se ha llevado a cabo para cada sección para cada posición con el objetivo de distinguir cual es el nodo más crítico (Figura 3.27 y Figura 3.28).

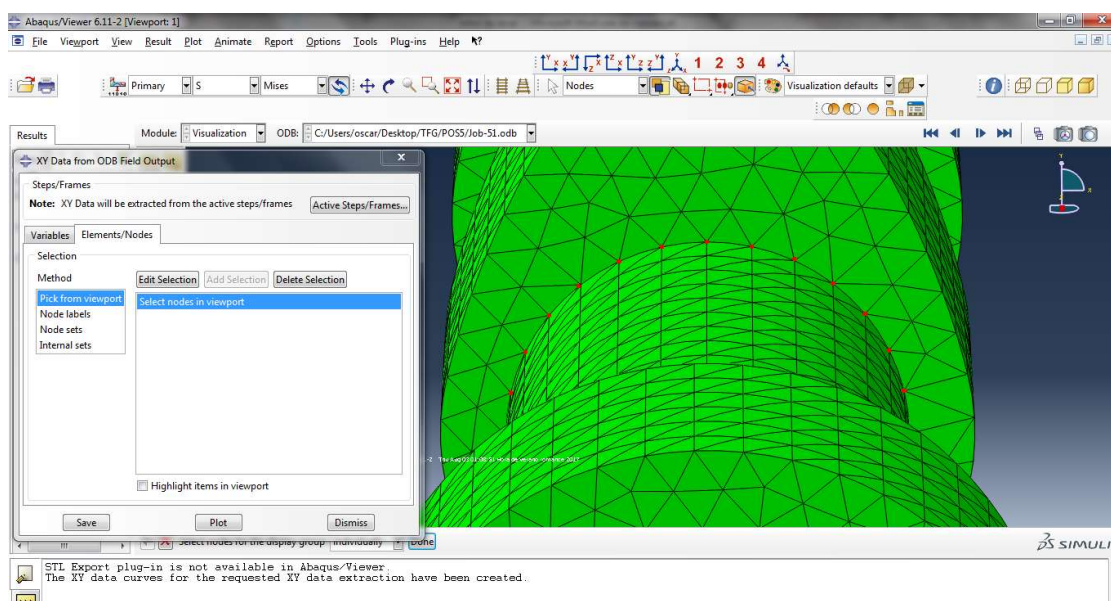


Figura 3.27: Selección de nodos en la sección

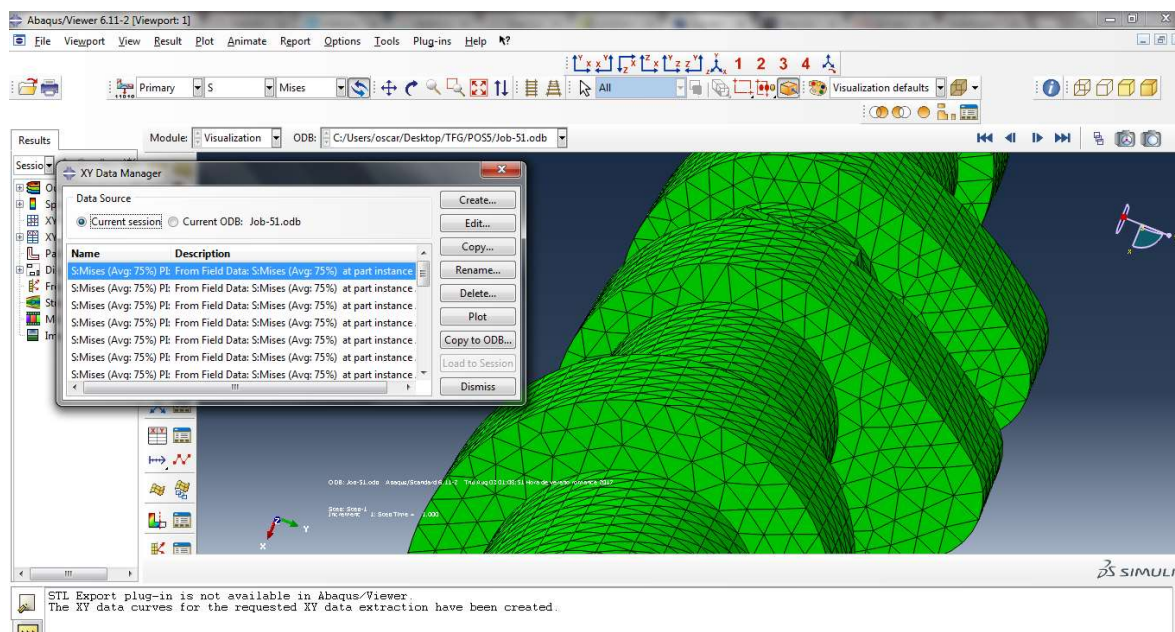


Figura 3.28: Valores de tensión de cada nodo

Posteriormente, una vez elegido el nodo crítico, se han obtenido los valores de tensión en las direcciones que forman el plano de la sección obteniendo así los valores máximo y mínimo de tensión en los ejes “x” e “y” para el nodo más crítico de la sección (Figura 3.29).

En dicha figura se puede ver señalado con una flecha roja el nodo más crítico de la sección de una de las levas, este será el nodo que se utilizará para realizar el análisis a fatiga en dicha sección dado que proporciona el caso más desfavorable.

Este proceso se ha realizado debido a que para realizar un estudio a fatiga es necesario conocer los valores pico de tensión para poder calcular el valor de tensión alternante y tensión media.

En la Figura 3.30 se muestra un esquema del tipo de cargas variables que producen fatiga y como calcular sus componentes.

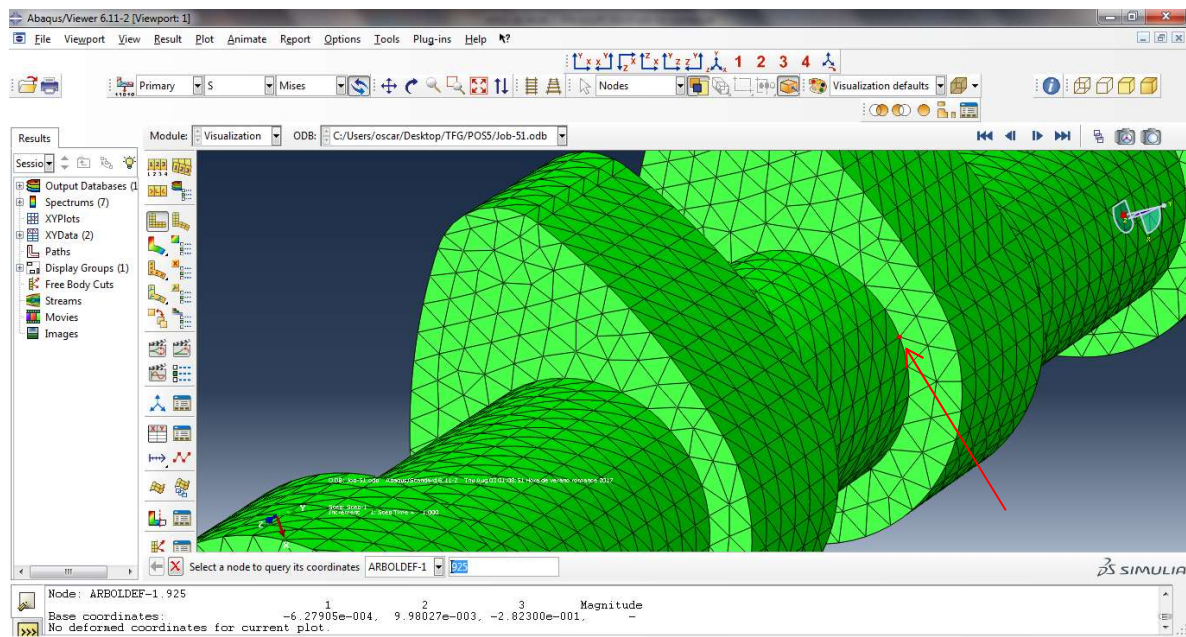


Figura 3.29: Selección del nodo crítico

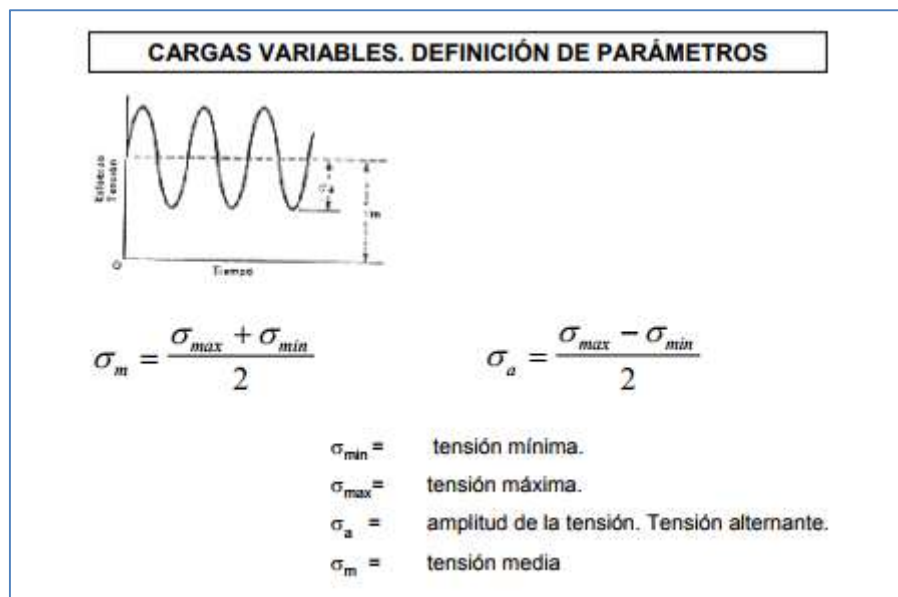


Figura 3.30: Tensión media y alternante [29]

Una vez seleccionado el nodo crítico de la sección a estudiar se hallan los valores máximos y mínimos de la tensión tanto en el eje “y” como en el eje “x” teniendo que volver a estudiar dicho nodo en todas las posiciones posibles con tal de hallar los valores mínimos.

Se ha hecho uso de las expresiones mostradas en la Figura 3.30 para calcular la tensión media en ambos ejes, así como la tensión alternante.

Más tarde se han utilizado las siguientes expresiones para el cálculo de tensión alternante equivalente y tensión media debido a que tenemos tensiones normales en dos ejes al mismo tiempo que tensión tangencial producida por el momento torsor.

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - (\sigma_{xa}\sigma_{ya})} \quad 3.8$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - (\sigma_{xm}\sigma_{ym}) + 3\tau_{xy}^2} \quad 3.9$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \left\{ \begin{array}{l} d=21\text{mm}; T=120.61 \text{ Nm} \rightarrow \tau_{xy}= 66.3 \text{ MPa} \\ d=22.5\text{mm}; T=120.61 \text{ Nm} \rightarrow \tau_{xy}= 53.9 \text{ MPa} \end{array} \right. \quad 3.10$$

Después de hallar la tensión equivalente alternante y media se ha utilizado el criterio de Goodman (ecuación 2.11) para hallar el Factor de Seguridad (n) suponiendo vida infinita, esto es:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n}$$

Siendo $S_f = S_e$ cuando se considera vida infinita, donde S_e es el límite de resistencia a fatiga corregido.

Después de hallar todos los Coeficientes de Marin, se procede a calcular S_e con el objetivo de sustituirlo en la ecuación de Goodman y hallar así el coeficiente de seguridad.

Este coeficiente proporcionará la información necesaria para saber si el árbol de levas tiene vida infinita o, en caso de no ser así, cuáles serían las secciones donde se produciría el fallo. Si el valor de “n” es mayor que uno la sección se puede considerar aceptable, mientras que, si el valor de este coeficiente se encuentra entre el cero y el uno, no se podrá garantizar vida infinita.

Los datos utilizados para el cálculo de los coeficientes de seguridad se pueden consultar en el Anexo C.

A continuación, se presenta el desarrollo del citado análisis para dos secciones con un diámetro diferentes:

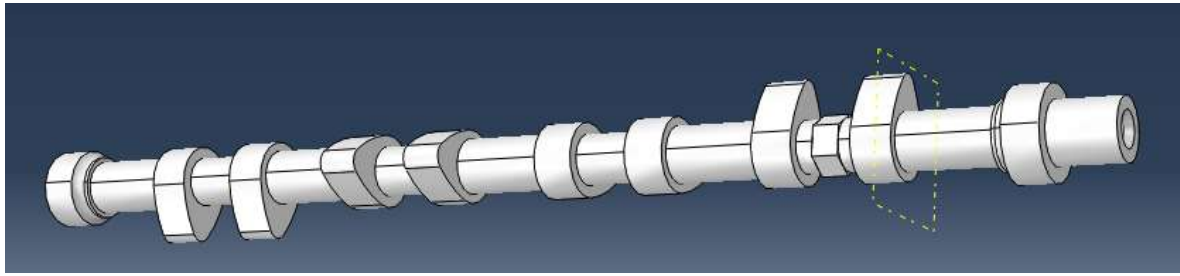
SECCIÓN 1.1 (Figura 3.31)

Figura 3.31: Sección 1.1

- Material de fabricación: Acero SAE2100 ($S_{ut} = 2240.8 \text{ MPa}$)
- $S_e' = 700 \text{ MPa}$ $S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa}$
- $K_a = 1$ Acero pulido (Figura 2.9)
- $K_b = \left(\frac{22.5}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.884$ $2.79 \leq d \leq 51$

El diámetro en dicha sección es de 22.5 mm.

- $K_c = 0.868$ (Tabla 2)

Se ha utilizado un factor de confiabilidad de 0.95

- $K_d = 1$ $T^\circ \leq 450^\circ\text{C}$

Debido a que la cámara de combustión rara vez supera los 300°C .

- $r=2$; $d=22.5$; $D=29.35 \rightarrow K_t = 1.7$ (Figura 2.11)

$q = 1$ (Figura 2.10)

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1}; R_f = 1.7 \rightarrow K_e = 0.588$$

- $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e' = 317.97$

$$\sigma_a = 10.8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 94 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 13.16$$

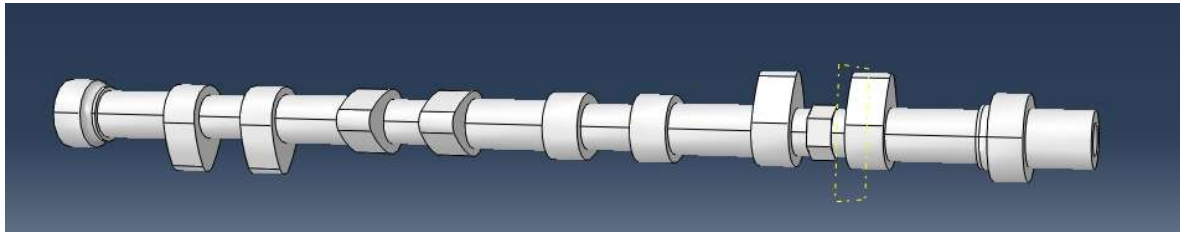
SECCIÓN 1.2 (Figura 3.32)

Figura 3.32: Sección 1.2

- Material de fabricación: Acero SAE2100 ($S_{ut} = 2240.8 \text{ MPa}$)
- $S_e' = 700 \text{ MPa}$ $S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa}$
- $K_a = 1$ Acero pulido (Figura 2.9)
- $K_b = \left(\frac{21}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.89$ $2.79 \leq d \leq 51$

El diámetro en dicha sección es de 21 mm.

- $K_c = 0.868$ (Tabla 2)

Se ha utilizado un factor de confiabilidad de 0.95

- $K_d = 1$ $T^\circ \leq 450^\circ\text{C}$

Debido a que la cámara de combustión rara vez supera los 300°C .

- $r=2; d=21; D=29.35 \rightarrow K_t = 1.68$ (Figura 2.11)

$q = 1$ (Figura 2.10)

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1}; R_f = 1.68 \rightarrow K_e = 0.595$$

- $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e' = 321.75$

$$\sigma_a = 0.23 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 115 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 19.24$$

A continuación, se presenta una tabla que contiene los resultados del Coeficiente de Seguridad para cada sección, éstos han sido calculados con la misma metodología que las secciones presentadas anteriormente.

SECCIONES	COEFICIENTE DE SEGURIDAD	
	n (22.5mm)	n (21 mm)
1,1	13,2	
1,2		19,2
2,1		15,1
2,2	18,8	
3,1	21,7	
3,2		14,2
4,1		16,2
4,2	20,2	
5,1	21,3	
5,2		15
6,1		13,8
6,2	21,3	
7,1	22,5	
7,2		16,5
8,1		17,5
8,2	20,2	
2.tuerca		18

Tabla 5: Resultados Coeficiente de Seguridad

4. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Después de haber realizado la simulación con el programa de Método de Elementos Finitos se han hallado todas las posibles secciones críticas, como se puede apreciar según el Coeficiente de Seguridad todas las secciones son aceptables, es decir, no corren el riesgo de sufrir fractura por fatiga. En las Figuras 4.1-4.7 se puede apreciar gráficamente la tensión en Pascales a la que están sometidas las secciones en sus respectivas posiciones.

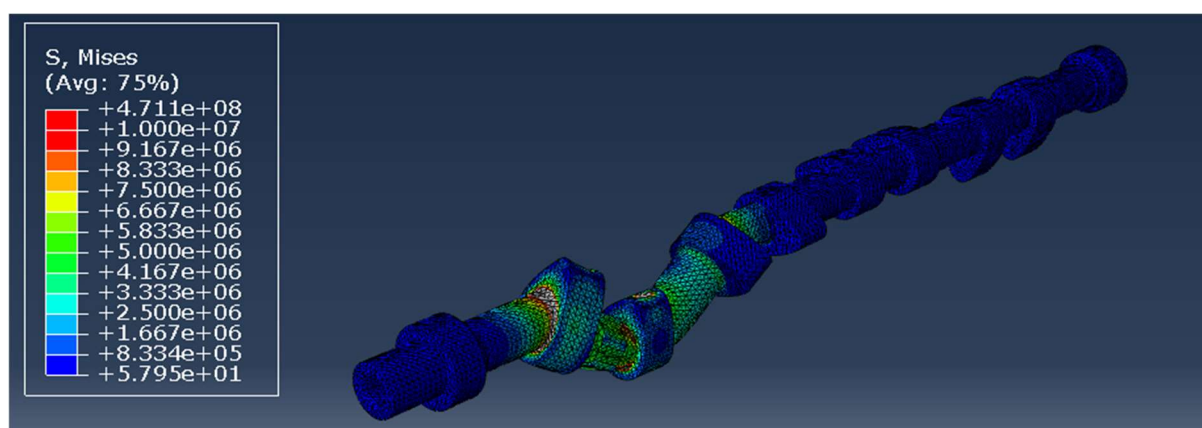


Figura 4.1: posición de giro de 252°

Se puede observar como las secciones más críticas en esta posición son la sección 1.1, sección 2.1 y sección 2.2. Figura 4.1. Las levas uno y dos son las que más solicitadas se encuentran en dicha posición dado que en ese instante se encuentran con su cúspide hacia abajo comprimiendo el resorte fuertemente.

La tensión máxima en dichas secciones es aproximadamente de 10 Mpa.

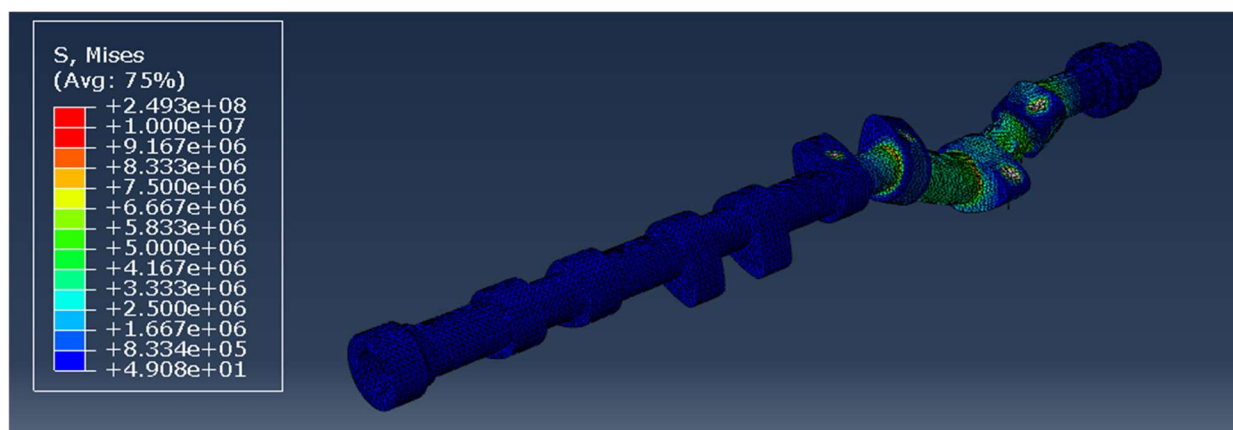


Figura 4.2: posición de giro de 288°

En la Figura 4.2 la sección 1.2 está sometida a un alto nivel de tensión. La leva dos se deforma notablemente debido a la configuración de los cojinetes, esta deformación, además de las ligaduras que produce el cojinete más próximo a la primera leva producen que la sección 1.2 se encuentre con su valor de tensión máximo.

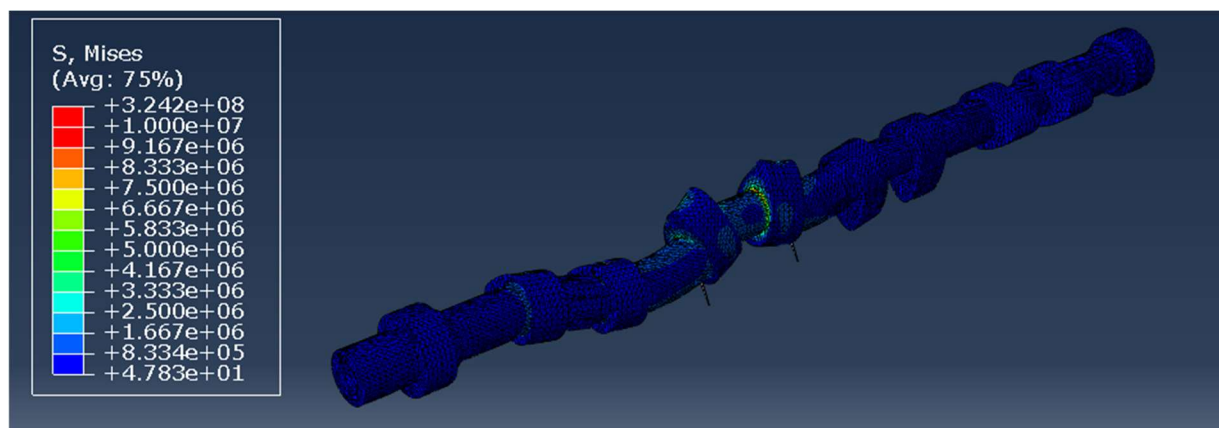


Figura 4.3: posición de giro de 324°

Las secciones 3.1 y 4.1 son las que se ven más afectadas en esta posición alcanzando aquí su máximo valor de tensión. Figura 4.3. la deformación de las levas no es llamativa dado que entre las levas tres y cuatro existe otro cojinete que no permite dichas secciones sufran grandes desplazamientos.

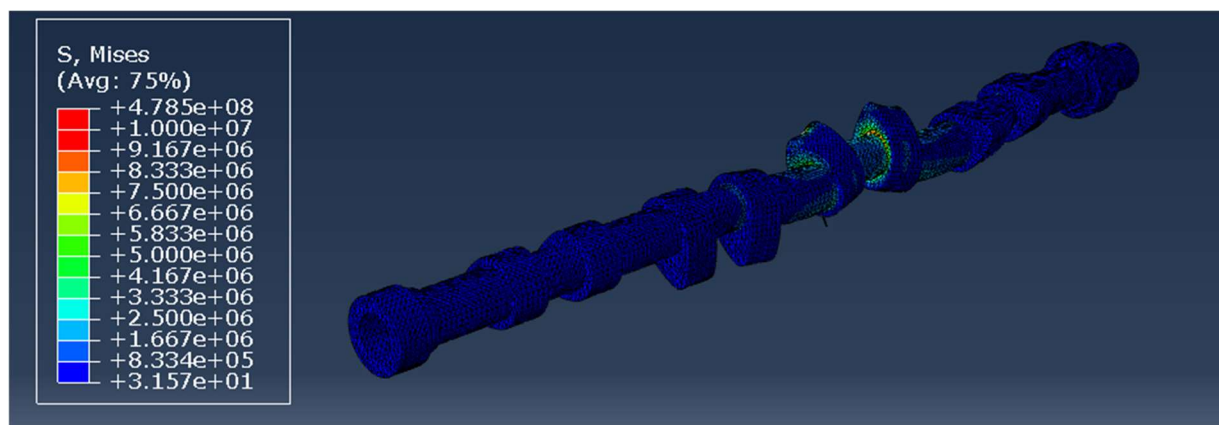


Figura 4.4: posición de giro de 360°

En la Figura 4.4 se puede apreciar que, en la posición inicial, la sección 4.2 está sometida a su máxima tensión. Cuando el árbol ha realizado una revolución completa, las levas tres y cuatro se encuentran apuntando hacia abajo completamente, esto produce la máxima

compresión de los resortes lo que se traduce en una mayor carga sobre el árbol en dichas secciones causando así valores altos de tensión.

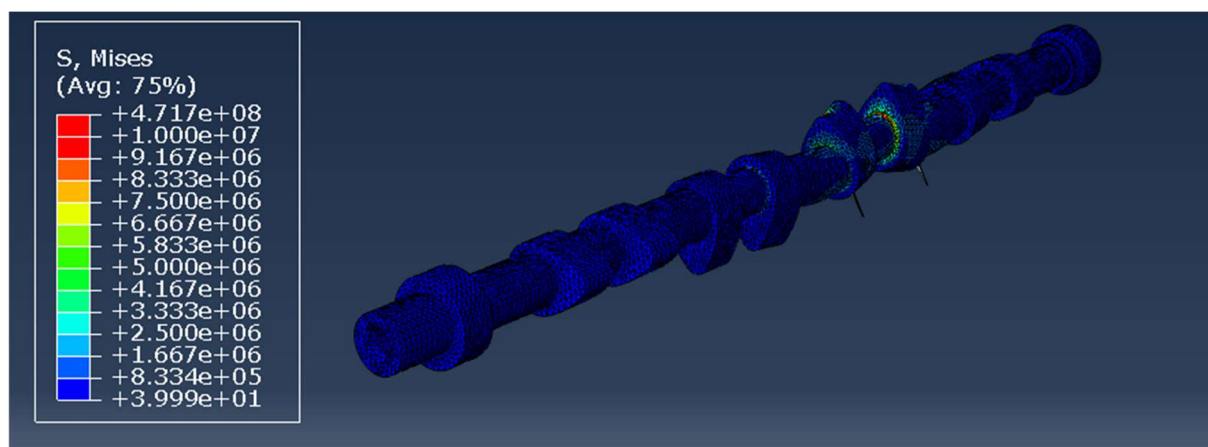


Figura 4.5: posición de giro de 144°

En esta ocasión se puede apreciar que en la Figura 4.5 las secciones que tienen un valor de tensión elevado son la sección 5.1 y 6.2. Las levas cinco y seis se encuentran muy solicitadas por su posición (apertura de válvulas) mientras que el resto de levas se encuentran en reposo, esta posición causa que dichas tensiones adquieran valores altos de tensión.

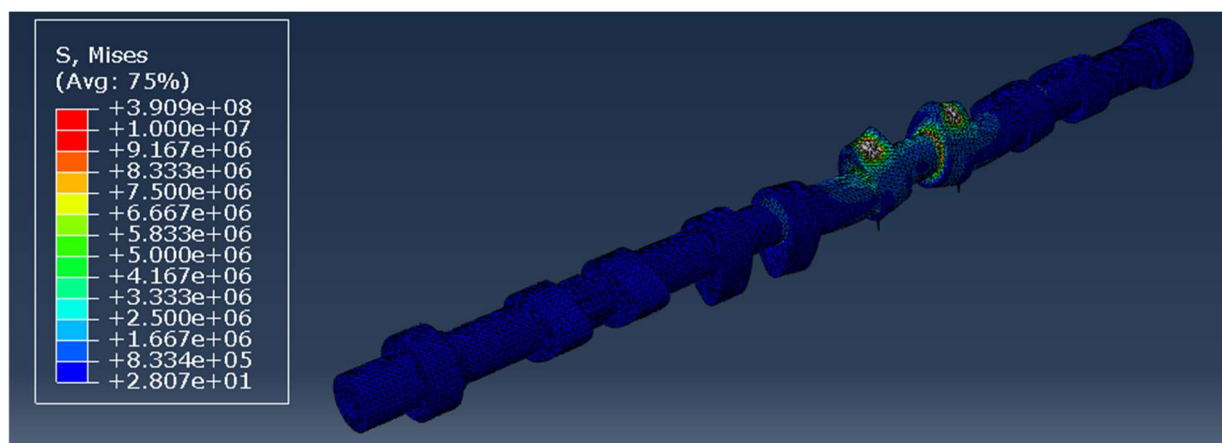


Figura 4.6: posición de giro de 180°

La Figura 4.6 muestra que las secciones 5.2 y 6.1 alcanzan en la posición 180° su valor máximo de tensión. Dicha posición sitúa la cúspide de las levas en la dirección de compresión del resorte, el cojinete situado entre medias de ambas levas no permite los

desplazamientos en la dirección de elongación del resorte por lo que se producen tensiones de valores altos.

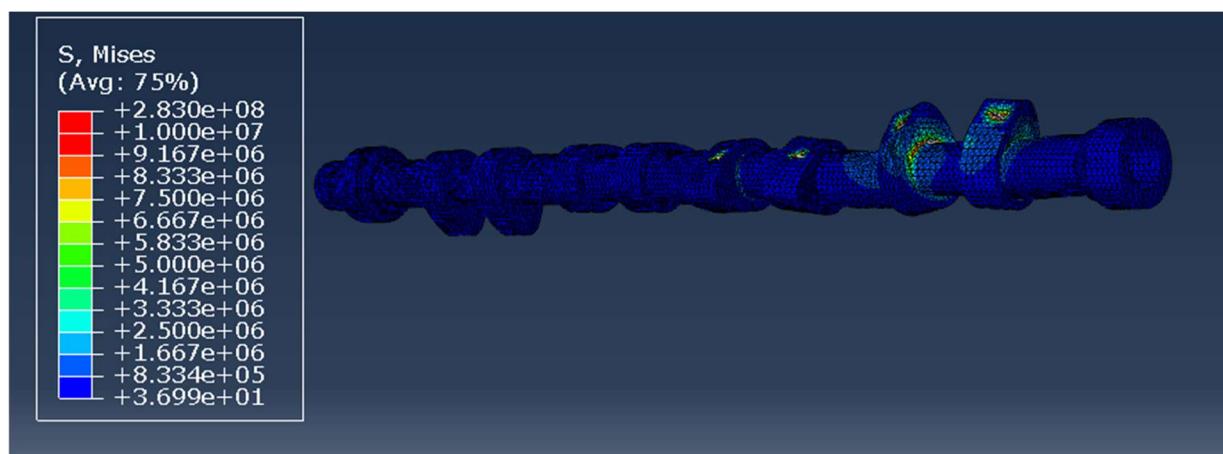


Figura 4.7: posición de giro de 108°

La posición 108° representada en la Figura 4.7 indica que en este caso los valores máximos de tensión se encuentran en las secciones 7.1 y 7.2. Aunque esta posición no es la más desfavorable para la tercera pareja de levas, la excentricidad del seguidor respecto de las levas produce una fuerza en las dos direcciones del plano de la sección de la leva causando un valor resultante de tensión elevado.

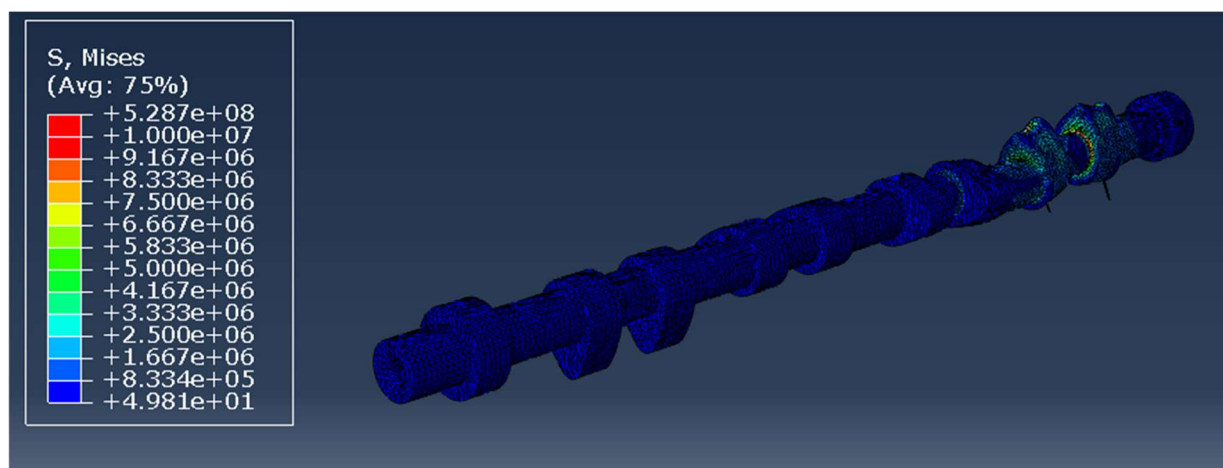


Figura 4.8: posición de giro de 72°

Por último, en la Figura 4.8 se puede observar que las secciones 8.1 y 8.2 adquieren su tensión máxima en la posición 72°. La presencia del empotramiento en el extremo más

próximo a la leva octava, así como la presencia del cojinete entre el par de levas causan que ambas secciones de la leva se vean afectadas.

Se ha realizado un histograma con el objetivo de reconocer la sección más vulnerable, así como la proporción con respecto a las demás. Figura 4.9.

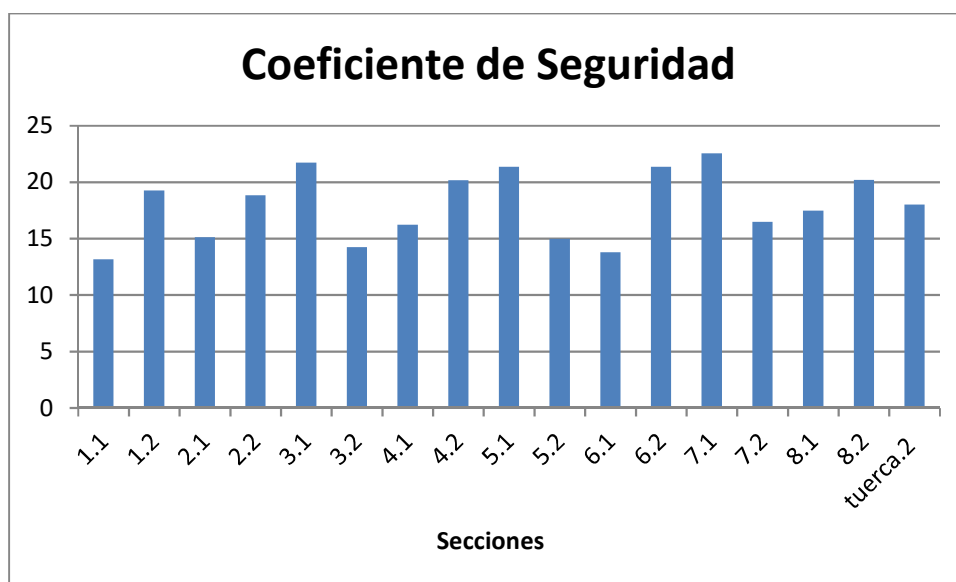


Figura 4.9: Gráfica Coeficiente de seguridad-secciones

Como se puede ver en la Figura 4.9 hay tres secciones que poseen un Factor de Seguridad muy similar, la sección 1.1 con $n = 13.1555108$, la sección 3.2 con $n = 14.23433$ y la sección 6.1 con $n = 13.7737227$.

Aunque todas las secciones son aceptables, se puede llegar a entender cuál es la razón por la que la sección 1.1 es la más crítica.

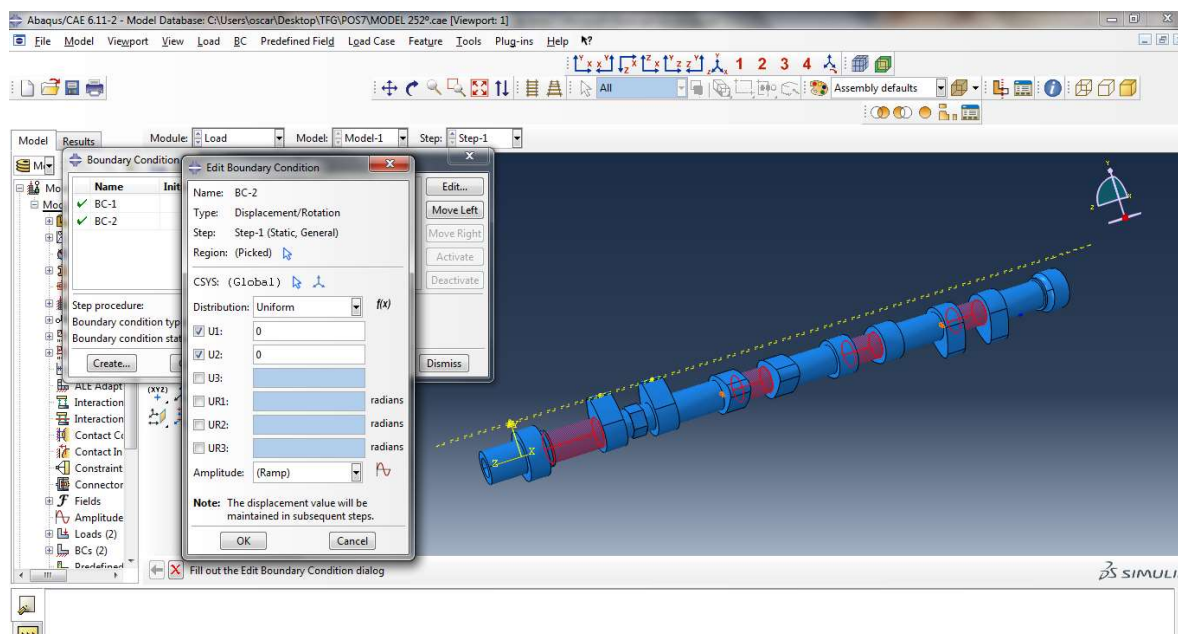


Figura 4.10: Ubicación cojinetes.

Como se puede observar en la Figura 4.10 el árbol de levas se encuentra apoyado sobre cuatro cojinetes. Dependiendo de la configuración geométrica del árbol los cojinetes se sitúan entre cada pareja de levas, o como ocurre en este caso, entre pareja de levas excepto la que posee la tuerca para su colocación, que no permite el uso de un cojinete en esa zona obligándole a desplazarse a su izquierda.

El problema de esta última configuración es precisamente que hay secciones que se ven notablemente más afectadas por la aparición de tensiones elevadas (como es el caso de la sección 1.1) cuando la leva 2 comprime al máximo el resorte.

5. PROPUESTAS DE MEJORA

5.1. Modificación del diámetro del eje

Es necesario darse cuenta de que a lo largo de la longitud del árbol existen dos diámetros de eje, uno de ellos de 21 mm y otro de 22.5 mm. Esta variación hace que, por ejemplo, la sección 3.2 se vea más afectada.

Se ha propuesto realizar una variación en el diámetro del eje siendo un diámetro único de 22.5 mm con el objetivo de ver como variaría el Coeficiente de Seguridad de la sección 3.2 suponiendo la misma tensión en la sección.

- Material de fabricación: Acero SAE2100 ($S_{ut} = 2240.8$ MPa)
- $S_e' = 700$ MPa $S_{ut} \geq 1400$ MPa
- $K_a = 1$ Acero pulido (Figura 2.9)
- $K_b = \left(\frac{22.5}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.884$ $2.79 \leq d \leq 51$

El diámetro en dicha sección es de 22.5 mm.

- $K_c = 0.868$ (Tabla 2)

Se ha utilizado un factor de confiabilidad de 0.95

- $K_d = 1$ $T^\circ \leq 450^\circ\text{C}$

Debido a que la cámara de combustión rara vez supera los 300°C .

- $r=2$; $d=22.5$; $D=29.35 \rightarrow K_t = 1.7$ (Figura 2.11)

$$q = 1 \quad (\text{Figura 2.10})$$

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1}; R_f = 1.7 \rightarrow K_e = 0.588$$

- $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e' = 317.97$

$$\sigma_a = 6.09 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 93.6 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 16.4$$

Como se puede observar, el nuevo factor de seguridad incrementado el diámetro 1.5 mm es de 16.42, es decir, se produce un aumento de un 15%.

5.2.Cambio en el radio de acuerdo

También, se ha de valorar la tercera sección más crítica, la sección 6.1, para este caso se ha propuesto una variación en el radio de acuerdo del cambio de sección, el radio de acuerdo que tenía en un principio era de 2 mm mientras que ahora se va a recalcular el Coeficiente de Seguridad suponiendo un radio de 3 mm. A parte, se seguirá haciendo la consideración de un único diámetro de eje de 22.5 mm.

- Material de fabricación: Acero SAE2100 ($S_{ut} = 2240.8 \text{ MPa}$)
- $S_e' = 700 \text{ MPa}$ $S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa}$
- $K_a = 1$ Acero pulido (Figura 2.9)
- $K_b = \left(\frac{22.5}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.884$ $2.79 \leq d \leq 51$

El diámetro en dicha sección es de 22.5 mm.

- $K_c = 0.868$ (Tabla 2)

Se ha utilizado un factor de confiabilidad de 0.95

- $K_d = 1$ $T^\circ \leq 450^\circ\text{C}$

Debido a que la cámara de combustión rara vez supera los 300°C .

- $r=3; d=22.5; D=29.35 \rightarrow K_t = 1.53$ (Figura 2.11)

$$q = 1 \quad (\text{Figura 2.10})$$

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1}; R_f = 1.53 \rightarrow K_e = 0.653$$

- $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e' = 350.74$

$$\sigma_a = 6.84 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 93.6 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 16.3$$

En este caso, llevando a cabo las dos variaciones mencionadas anteriormente el Factor de Seguridad se ve incrementado en un 18.5%.

Por último, se ha realizado una modificación en el material y se han estudiado las secciones más críticas, es decir, la sección 1.1, 3.2 y 6.1. Para ello se ha empleado el acero AHÍ-220, un acero más dúctil que el empleado anteriormente que posee una resistencia a tracción de 392.4 MPa [30].

5.3.Sustitución del material de fabricación

SECCIÓN 1.1

- Material de fabricación: Acero AHI-200 ($S_{ut} = 392.4$ MPa)
- $S_e' = 0.5S_{ut} = 196.2$ MPa $S_{ut} \leq 1400$ MPa
- $K_a = 1$ Acero pulido (Figura 2.9)
- $K_b = \left(\frac{22.5}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.884$ $2.79 \leq d \leq 51$

El diámetro en dicha sección es de 22.5 mm.

- $K_c = 0.868$ (Tabla 2)

Se ha utilizado un factor de confiabilidad de 0.95

- $K_d = 1$ $T^\circ \leq 450^\circ\text{C}$

Debido a que la cámara de combustión rara vez supera los 300°C.

- $r=2$; $d=22.5$; $D=29.35 \rightarrow K_t = 1.7$ (Figura 2.11)

$q = 1$ (Figura 2.10)

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1}; R_f = 1.7 \rightarrow K_e = 0.588$$

- $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e' = 88.5$

$$\sigma_a = 1.08 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 93.6 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 3.98$$

SECCIÓN 3.2

- Material de fabricación: Acero AHI-200 ($S_{ut} = 392.4 \text{ MPa}$)
- $S_e' = 0.5S_{ut} = 196.2 \text{ MPa}$ $S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa}$
- $K_a = 1$ Acero pulido (Figura 2.9)
- $K_b = \left(\frac{21}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.89$ $2.79 \leq d \leq 51$

El diámetro en dicha sección es de 21 mm.

- $K_c = 0.868$ (Tabla 2)

Se ha utilizado un factor de confiabilidad de 0.95

- $K_d = 1$ $T^\circ \leq 450^\circ\text{C}$

Debido a que la cámara de combustión rara vez supera los 300°C .

- $r=2; d=21; D=29.35 \rightarrow K_t = 1.68$ (Figura 2.11)

$$q = 1 \quad (\text{Figura 2.10})$$

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1}; R_f = 1.68 \rightarrow K_e = 0.595$$

- $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e' = 90.18$

$$\sigma_a = 6.09 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 115 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 2.8$$

SECCIÓN 6.1

- Material de fabricación: Acero AHI-200 ($S_{ut} = 392.4 \text{ MPa}$)
- $S_e' = 0.5S_{ut} = 196.2 \text{ MPa}$ $S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa}$
- $K_a = 1$ Acero pulido (Figura 2.9)
- $K_b = \left(\frac{21}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.89$ $2.79 \leq d \leq 51$

El diámetro en dicha sección es de 21 mm.

- $K_c = 0.868$ (Tabla 2)

Se ha utilizado un factor de confiabilidad de 0.95

- $K_d = 1$ $T^\circ \leq 450^\circ\text{C}$

Debido a que la cámara de combustión rara vez supera los 300°C .

- $r=2; d=21; D=29.35 \rightarrow K_t = 1.68$ (Figura 2.11)

$$q = 1 \quad (\text{Figura 2.10})$$

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1}; R_f = 1.68 \rightarrow K_e = 0.595$$

- $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e' = 90.18$

$$\sigma_a = 6.84 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 115 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \rightarrow n = 2.7$$

Como se puede observar, al emplear un acero con menor resistencia a la tracción, las secciones más críticas han cambiado de orden, aun así, habiendo empleado un material menos resistente, las secciones siguen siendo válidas. De esta manera podría plantearse utilizar materiales más dúctiles con el objetivo de ahorrar costes.

La razón por la que con el nuevo material la sección más crítica es la 6.1 es que esta tiene un diámetro menor y soporta una carga alternante de mayor valor que en las anteriores, afectando más esto que el cambio de sección debido a la nueva resistencia a tracción.

5.4.Otras posibles modificaciones

Para finalizar cabe destacar que en cuanto al problema de la configuración de los cojinetes que se mencionó en los capítulos anteriores una posible solución sería haber realizado un diseño estándar en la geometría del árbol, es decir, haber dispuesto los cuatro cojinetes cada uno entre cada pareja de levas, de esta manera la tuerca que facilita el montaje del árbol podría ubicarse en cualquiera de los espacios que hay entre dos pares de levas.

6. MARCO REGULADOR Y ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO

6.1. Marco regulador

La normativa existente en cuanto a la fabricación y solicitudes mecánicas de elementos de transmisión de potencia viene regulada según la Norma Europea: UNE 18018:1952. [31].

6.2. Planificación

A continuación, se presenta el Diagrama de Gantt que se ha seguido durante la elaboración de este proyecto (Figura 7.1), y el Diagrama de Gantt en caso de que el trabajo se hubiera llevado a cabo de manera ininterrumpida (Figura 7.2).

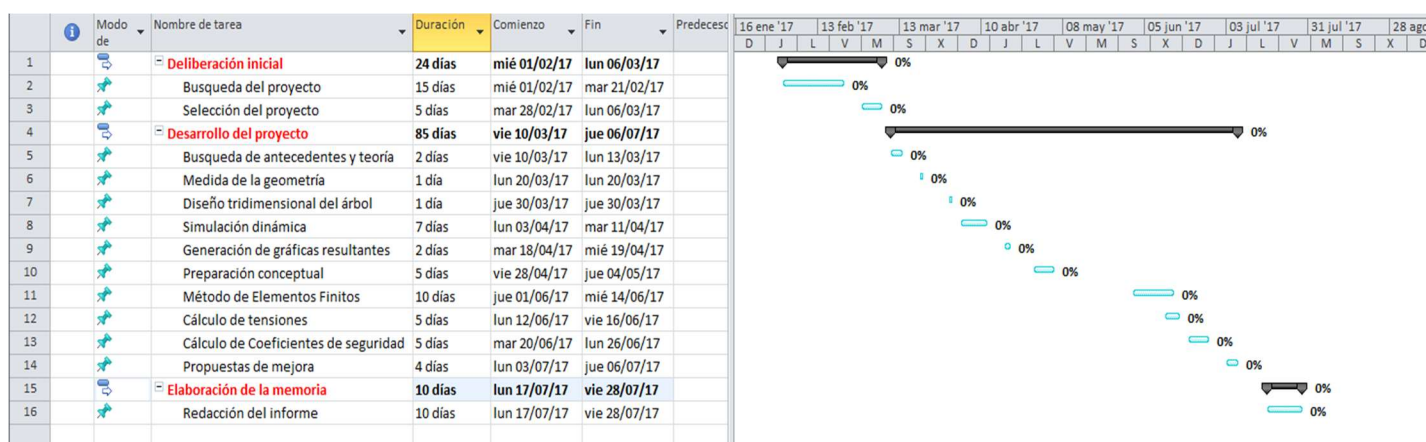


Figura 7.1: Diagrama de Gantt real

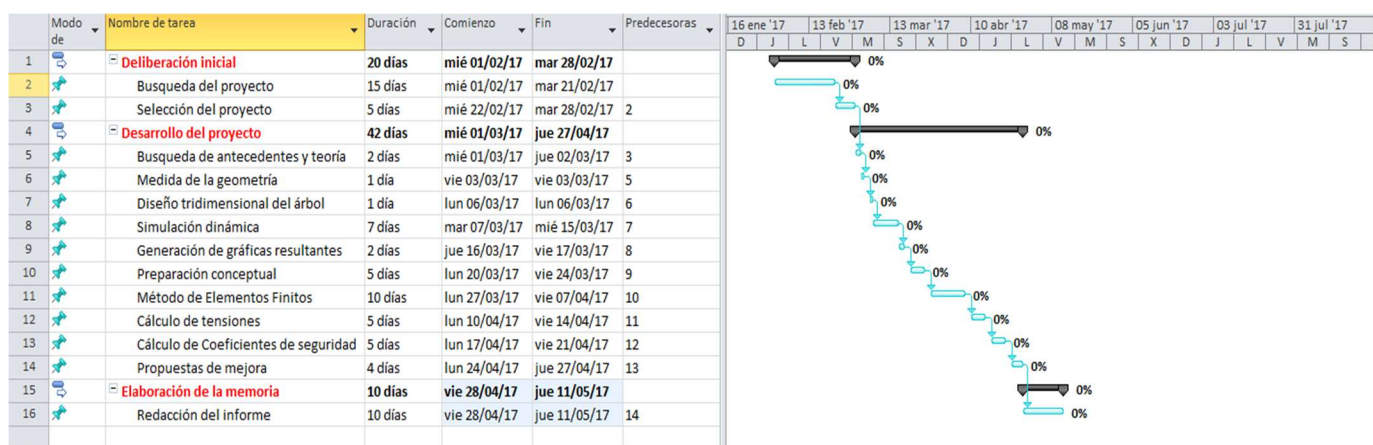


Figura 7.2: Diagrama de Gantt ininterrumpido

En los Diagramas de las figuras 7.1 y 7.2 se puede apreciar la fecha de comienzo y la fecha de fin reales además de la fecha de fin más temprana si se trabajase de manera continuada.

TAREAS	DURACIÓN (días)	HORAS DEDICADAS DIARIAS
Búsqueda del proyecto	15	-
Selección del proyecto	5	-
Búsqueda de antecedentes y teoría	2	4
Medida de la geometría	1	8
Diseño tridimensional del árbol	1	8
Simulación dinámica	7	8
Generación de gráficas resultantes	2	8
Preparación conceptual	5	4
Método de Elementos Finitos	10	8
Cálculo de tensiones	5	8
Cálculo de Coeficiente de Seguridad	5	2
Propuestas de mejora	4	4
Redacción del informe	10	8
		TOTAL HORAS DEDICADAS
		342

Tabla 6: Tareas y duración

6.3. Presupuesto

Para el cálculo del presupuesto se han tenido en cuenta las licencias anuales tanto de Autodesk Inventor como de SIMULIA Abaqus y las amortizaciones de éstos, el tiempo dedicado a la elaboración tanto de la simulación en el programa de diseño como el análisis completo de cada una de las posiciones en el programa de MEF y la amortización del equipo utilizado.

Costes (€)

- Licencia Autodesk Inventor Professional $2492.60 \text{ €} \cdot \frac{2}{12} = 415.4 \text{ €}$
- Licencia SIMULIA Abaqus $33650 \text{ €} \cdot \frac{4}{12} = 11216.7 \text{ €}$
- Ordenador personal $1200 \text{ €} \cdot \frac{6}{12} = 600 \text{ €}$
- Ingeniero Industrial (40€/h) $20\text{h} \cdot 40 \frac{\text{€}}{\text{h}} = 800 \text{ €}$
- Estudiante (15€/h) $15\text{h} \cdot 342 \frac{\text{€}}{\text{h}} = 5130 \text{ €}$
- Medición con maquinaria tridimensional $1\text{h} \cdot 100 \frac{\text{€}}{\text{h}} = 100 \text{ €}$

TOTAL:

18262.1 €

* En caso de utilizarse la versión académica de Inventor Professional, su coste sería cero.

7. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

7.1.Conclusiones

El objetivo principal de este proyecto era realizar un análisis numérico de un árbol de levas, hacer un estudio a fatiga y hallar las secciones más críticas del árbol distinguiendo cuál era la que tenía mayor probabilidad de rotura.

Además, se han implementado mejoras y alternativas de diseño, teniendo en cuenta la geometría del árbol, el material de fabricación y la sección del eje de éste.

Para realizar el análisis de los resultados se ha hecho uso principalmente de dos programas, uno de diseño (Autodesk Inventor) que se ha utilizado para realizar la simulación del funcionamiento de una de las levas con su correspondiente resorte y otro de Método de Elementos Finitos (SIMULIA Abaqus), con el objetivo de hallar las tensiones en las secciones críticas del árbol de levas para luego poder hallar las variaciones de estas y estudiar así su funcionamiento a fatiga.

A lo largo del proyecto se han ido llegando a las conclusiones esperadas. Dado que el árbol tenía un diseño definido puesto que era un árbol de levas convencional cedido por la Universidad Carlos III de Madrid, las consideraciones de diseño ya habían sido estudiadas, con lo cual todas las secciones eran aceptables, lo que se ha demostrado durante el análisis en este proyecto, aun así se ha encontrado cuál era la sección más vulnerable del árbol, pudiendo establecer de esta manera un criterio de diseño diferente y un cambio en la configuración de los cojinetes con el objetivo de intentar que todas las secciones tengan un coeficiente de seguridad similar, entre estas modificaciones hemos encontrado que con la utilización de un único diámetro de eje, el coeficiente de seguridad se incrementaba en un 15 %, también, se ha observado que un incremento de 1 mm en el radio de acuerdo supone una subida de un 18.5 % y finalmente se ha descubierto que utilizando un acero más dúctil los criterios de fatiga se cumplían aunque los Coeficientes de Seguridad se vieran afectados.

En la elaboración de este proyecto se ha realizado un estudio que debiera llevarse a cabo por los fabricantes de árboles de transmisión para su posterior instalación en los vehículos. Es necesario comprobar que los elementos mecánicos componentes de un motor cumplen las restricciones necesarias para su correcto funcionamiento. Así, ya sea a través de ensayos experimentales físicos o contando con la ayuda de programas de diseño y análisis mecánico

se puede llegar a deliberar si un componente es apto para formar parte de la cadena cinemática o no.

7.2.Desarrollos futuros

En cuanto a las posibilidades de desarrollo, cabe destacar que aunque este modelo es una simplificación de un proceso experimental físico, podría realizarse una simulación leva-seguidor con un palpador que captara el desplazamiento de este y calcular así la fuerza impresa por el resorte de manera real.

Asimismo, se puede realizar un ensayo de fatiga en el que un primer modelo del árbol de levas se encontrase en su funcionamiento convencional en una célula de carga con la que controlar el par motor al que está sometido.

De esta manera, aunque contando con un presupuesto mayor, se podría realizar el estudio de fatiga del árbol de levas bajo las condiciones a las que estaría sometido durante su funcionamiento.

Además, podrían llevarse a cabo todas las variaciones que se han mencionado en capítulos anteriores como cambios en los radios de acuerdo, modificaciones en la ubicación de los cojinetes o incluso cambios del tipo de material a utilizar, clase de tratamiento térmico o diámetro de eje.

Finalmente se ha podido averiguar cómo reducir costes en la fabricación del árbol haciendo uso de otro tipo de acero más dúctil y menos resistente garantizando igualmente la durabilidad del elemento mecánico minimizando costes.

ANEXOS

A:- Cálculo de fuerza y ángulo de presión en las levas

B:- Cálculo de presión en la superficie

C: -Cálculo de Coeficiente de Seguridad

ANEXO A

1/4

t	GIRO (°)	desplazamiento	inc. Desplazamiento	vel.	abs(vel)	Ro	vel mm/rad	excen.	á. presión (rad)
0	0	36.4616	0.00049	0	0	15	0	6	-0.419214692
0.0005	3.6	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.001	7.2	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0015	10.8	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.002	14.4	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0025	18	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.003	21.6	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0035	25.2	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.004	28.8	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0045	32.4	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.005	36	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0055	39.6	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.006	43.2	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0065	46.8	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.007	50.4	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0075	54	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.008	57.6	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0085	61.2	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.009	64.8	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0095	68.4	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.01	72	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0105	75.6	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.011	79.2	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0115	82.8	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.012	86.4	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0125	90	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.013	93.6	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0135	97.2	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.014	100.8	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0145	104.4	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.015	108	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0155	111.6	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.016	115.2	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0165	118.8	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.017	122.4	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0175	126	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.018	129.6	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0185	133.2	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.019	136.8	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0195	140.4	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.02	144	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0205	147.6	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.021	151.2	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0215	154.8	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.022	158.4	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0225	162	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.023	165.6	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0235	169.2	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.024	172.8	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0245	176.4	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.025	180	36.4596	0.00249	-33.8296	33.8296	15	0.26920677	6	-0.402356105
0.0255	183.6	36.4141	0.04799	-147.995	147.995	15	1.17770404	6	-0.342809967
0.026	187.2	36.312	0.15009	-259.964	259.964	15	2.06872294	6	-0.281126652

ANEXO A

2/4

t	á. presion(grados)	valor abs(á. presión)	cos (a)	F muelle N	acc m/s	valor abs(acc)	m. valvula	fuerza in. (N)	FUERZA NORMAL
0	-24.0191764	24.0191764	0.91340888	0	0	0	0.13	0	0
0.0005	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.001	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0015	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.002	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0025	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.003	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0035	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.004	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0045	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.005	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0055	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.006	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0065	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.007	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0075	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.008	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0085	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.009	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0095	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.01	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0105	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.011	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0115	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.012	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0125	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.013	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0135	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.014	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0145	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.015	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0155	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.016	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0165	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.017	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0175	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.018	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0185	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.019	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0195	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.02	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0205	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.021	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0215	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.022	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0225	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.023	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0235	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.024	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0245	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.025	-23.05325278	23.0532528	0.92014093	0.13396	-231.141	231.141	0.13	30.04833	32.8018123
0.0255	-19.64151837	19.6415184	0.94181386	3.24345	-225.831	225.831	0.13	29.35803	34.61563
0.026	-16.10733298	16.107333	0.96074347	10.2082	-222.338	222.338	0.13	28.90394	40.7102844

ANEXO A

3/4

t	GIRO (°)	desplazamiento	inc. Desplazamiento	vel.	abs(vel)	Ro	vel mm/rad	excen.	á. presión (rad)
0.0265	190.8	36.1543	0.30779	-370.623	370.623	15	2.94931723	6	-0.218003274
0.027	194.4	35.9414	0.52069	-480.826	480.826	15	3.82628279	6	-0.154206264
0.0275	198	35.67342	0.78867	-591.393	591.393	15	4.70614496	6	-0.090534434
0.028	201.6	35.3499	1.11219	-703.12	703.12	15	5.5952381	6	-0.027762397
0.0285	205.2	34.97	1.49209	-816.778	816.778	15	6.49969761	6	0.033399524
0.029	208.8	34.5326	1.92949	-933.118	933.118	15	7.42549975	6	0.0923433
0.0295	212.4	34.0363	2.42579	-1052.87	1052.87	15	8.37845365	6	0.148585278
0.03	216	33.4791	2.98299	-1176.74	1176.74	15	9.36417749	6	0.201768723
0.0305	219.6	32.8587	3.60339	-1305.41	1305.41	15	10.3880984	6	0.251659892
0.031	223.2	32.1728	4.28929	-1439.53	1439.53	15	11.455389	6	0.298137242
0.0315	226.8	31.4182	5.04389	-1579.67	1579.67	15	12.5705851	6	0.341143231
0.032	230.4	30.592	5.87009	-1726.38	1726.38	15	13.7380634	6	0.380711521
0.0325	234	29.6907	6.77139	-1880.09	1880.09	15	14.9612459	6	0.416900187
0.033	237.6	28.7178	7.74429	-1930.99	1930.99	15	15.3662942	6	0.415882282
0.0335	241.2	27.8197	8.64239	-1658.76	1658.76	15	13.1999618	6	0.314867023
0.034	244.8	27.0616	9.40049	-1371.09	1371.09	15	10.910762	6	0.211566714
0.0345	248.4	26.451	10.01109	-1068.77	1068.77	15	8.50498154	6	0.106307752
0.035	252	25.9952	10.46689	-752.332	752.332	15	5.98685383	6	-0.000549349
0.0355	255.6	25.701	10.76109	-421.985	421.985	15	3.35804208	6	-0.108631363
0.036	259.2	25.5755	10.88659	-77.5187	77.5187	15	0.61687277	6	-0.217572179
0.0365	262.8	25.626	10.83609	281.871	281.871	15	2.2430529	6	-0.153394517
0.037	266.4	25.86017	10.60192	657.872	657.872	15	5.23516679	6	-0.031770639
0.0375	270	26.2871	10.17499	1053.54	1053.54	15	8.38378533	6	0.100503339
0.038	273.6	26.9178	9.54429	1474.16	1474.16	15	11.7309651	6	0.244119486
0.0385	277.2	27.7669	8.69519	1928.94	1928.94	15	15.3499809	6	0.399288036
0.039	280.8	28.8552	7.60689	2434.46	2434.46	15	19.3727718	6	0.56552234
0.0395	284.4	30.137	6.32509	2476.26	2476.26	15	19.7054049	6	0.605734791
0.04	288	31.2952	5.16689	2161.41	2161.41	15	17.1999141	6	0.541273162
0.0405	291.6	32.3031	4.15899	1874.47	1874.47	15	14.9165234	6	0.468413955
0.041	295.2	33.174	3.28809	1613.19	1613.19	15	12.8373281	6	0.387519592
0.0415	298.8	33.9201	2.54199	1375.1	1375.1	15	10.9426725	6	0.29951946
0.042	302.4	34.5525	1.90959	1157.65	1157.65	15	9.21226445	6	0.205989047
0.0425	306	35.0808	1.38129	958.329	958.329	15	7.62612204	6	0.109106105
0.043	309.6	35.5135	0.94859	774.729	774.729	15	6.16508308	6	0.011453933
0.0435	313.2	35.8578	0.60429	604.605	604.605	15	4.81128247	6	-0.084298592
0.044	316.8	36.12	0.34209	445.876	445.876	15	3.54816017	6	-0.175764156
0.0445	320.4	36.3052	0.15689	296.627	296.627	15	2.36047715	6	-0.261109646
0.045	324	36.4179	0.04419	155.1	155.1	15	1.2342437	6	-0.339181562
0.0455	327.6	36.4614	0.00069	19.6742	19.6742	15	0.15656194	6	-0.409465909
0.046	331.2	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0465	334.8	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.047	338.4	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0475	342	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.048	345.6	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0485	349.2	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.049	352.8	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.0495	356.4	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223
0.05	360	36.46209	0	0	0	15	0	6	-0.419228223

ANEXO A

4/4

t	á. presion(grados)	valor abs(á. presión)	cos (a)	F muelle N	acc m/s	valor abs(acc)	m. valvula	fuerza in. (N)	FUERZA NORMAL
0.0265	-12.49063832	12.4906383	0.97633125	20.9685	-220.584	220.584	0.13	28.67592	50.847927
0.027	-8.83534743	8.83534743	0.98813376	35.4943	-220.501	220.501	0.13	28.66513	64.929904
0.0275	-5.187228841	5.18722884	0.99590456	53.78421	-222.033	222.033	0.13	28.86429	82.9883742
0.028	-1.590664435	1.59066444	0.99961465	75.8642	-225.131	225.131	0.13	29.26703	105.171758
0.0285	1.913647302	1.9136473	0.99944229	101.787	-229.751	229.751	0.13	29.86763	131.728096
0.029	5.290868996	5.290869	0.99573939	131.632	-235.852	235.852	0.13	30.66076	162.987185
0.0295	8.513289444	8.51328944	0.9889815	165.502	-243.393	243.393	0.13	31.64109	199.339512
0.03	11.5604692	11.5604692	0.97971365	203.526	-252.322	252.322	0.13	32.80186	241.22136
0.0305	14.41901595	14.4190159	0.96850042	245.857	-262.576	262.576	0.13	34.13488	289.098356
0.031	17.08196574	17.0819657	0.95588531	292.67	-274.072	274.072	0.13	35.62936	343.450574
0.0315	19.54602164	19.5460216	0.9423728	344.159	-286.695	286.695	0.13	37.27035	404.754203
0.032	21.81311236	21.8131124	0.92840048	400.541	-300.291	300.291	0.13	39.03783	473.479752
0.0325	23.88656531	23.8865653	0.91434853	462.047	-314.655	314.655	0.13	40.90515	550.06612
0.033	23.82824383	23.8282438	0.91476024	528.437	-328.391	328.391	0.13	43.69083	652.769771
0.0335	18.04050937	18.0405094	0.95083757	589.724	-342.199	342.199	0.13	46.82587	786.806575
0.034	12.12185143	12.1218514	0.97770312	641.455	-356.208	356.208	0.13	50.47204	934.560448
0.0345	6.09097128	6.09097128	0.99435465	683.12	-369.887	369.887	0.13	54.45531	1097.910433
0.035	-0.031475292	0.03147529	0.9999985	714.228	-382.796	382.796	0.13	58.84083	1286.3116
0.0355	-6.224104047	6.22410405	0.99410541	734.30127	-395.659	395.659	0.13	63.70567	1499.881062
0.036	-12.46593843	12.4659384	0.9764244	742.864	-408.464	408.464	0.13	69.145032	1734.458701
0.0365	-8.788837856	8.78883786	0.98825811	739.422	-420.642	420.642	0.13	75.50346	1994.845542
0.037	-1.820319265	1.82031926	0.99949536	723.44043	-432.351	432.351	0.13	82.104563	2280.001888
0.0375	5.758403705	5.7584037	0.99495379	694.306	-444.023	444.023	0.13	89.82299	2604.187088
0.038	13.98698356	13.9869836	0.97035052	651.265	-455.427	455.427	0.13	98.28551	2979.911679
0.0385	22.87746575	22.8774657	0.92133801	593.323	-466.973	466.973	0.13	108.88649	3414.443395
0.039	32.40196753	32.4019675	0.84430882	519.062	-477.26	477.26	0.13	120.3038	3929.953352
0.0395	34.70596587	34.7059659	0.82208395	431.588	-487.839	487.839	0.13	133.64907	4519.177917
0.04	31.01259521	31.0125952	0.85705341	352.551	-497.115	497.115	0.13	148.14495	5205.531051
0.0405	26.8380799	26.8380799	0.89228546	283.776	-505.429	505.429	0.13	163.716577	5997.789479
0.041	22.20318515	22.2031852	0.92584924	224.346	-498.515	498.515	0.13	180.80695	6993.311053
0.0415	17.1611608	17.1611608	0.95547839	173.428	-454.683	454.683	0.13	199.10879	8293.372109
0.042	11.80227545	11.8022754	0.97885917	130.274	-415.95	415.95	0.13	218.540735	9893.32893
0.0425	6.251304735	6.25130473	0.99405383	94.2237	-382.148	382.148	0.13	239.67924	11547.6373
0.043	0.656260462	0.65626046	0.9999344	64.6991	-353.003	353.003	0.13	262.89039	13596.745
0.0435	-4.829942239	4.82994224	0.99644898	41.2029	-328.188	328.188	0.13	288.66444	16062.161
0.044	-10.07052078	10.0705208	0.98459321	23.31134	-307.366	307.366	0.13	316.95758	19258.9443
0.0445	-14.96044573	14.9604457	0.96610411	10.6686	-290.214	290.214	0.13	347.72782	22944.145
0.045	-19.43362653	19.4336265	0.94302729	2.98174	-276.435	276.435	0.13	380.93655	26952.69
0.0455	-23.46061357	23.4606136	0.91733359	0.01526	-265.766	265.766	0.13	415.54958	31796.844
0.046	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0465	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.047	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0475	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.048	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0485	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.049	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.0495	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0
0.05	-24.01995168	24.0199517	0.91340337	0	0	0	0.13	0	0

ANEXO B

1/2

CÁLCULO DE PRESIÓN EN LA SUPERFICIE

GIRO [°]	b (cada radio)	Po final (cada radio)	poisson	E(N/mm)	F.normal	L	r1 (mm)	r2 (mm)	r3 (mm)	r4 [rod]	b1	p0	b2	p0	b3	p0	delta
0	0	0	0.29	206700	0	16	5.91	14.68	50.13	8.89	0	0	0	0	0	0	8.8621E-06
3.6	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
7.2	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
10.8	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
14.4	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
18	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
21.6	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
25.2	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
28.8	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
32.4	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
36	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
39.6	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
43.2	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
46.8	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
50.4	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
54	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
57.6	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
61.2	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
64.8	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
68.4	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
72	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
75.6	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
79.2	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
82.8	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
86.4	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
90	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
93.6	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
97.2	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
100.8	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
104.4	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
108	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
111.6	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
115.2	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
118.8	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
122.4	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
126	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
129.6	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
133.2	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
136.8	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
140.4	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
144	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
147.6	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
151.2	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
154.8	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
158.4	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
162	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
165.6	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
169.2	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
172.8	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
176.4	0	0			0						0	0	0	0	0	0	
180	0.013235376	103.4445203			32.8018123						0.011333663	120.801827	0.01323538	103.44452	0.00907507	150.8668619	

ANEXO B

2/2

183.6	0.013596386	106.2660873										0.011642801	124.096835	0.01359639	106.266087	0.0093226	154.9819273		
187.2	0.014744819	115.2419607										0.012626222	134.5788	0.01474482	115.241961	0.01011004	168.0726337		
190.8	0.01647874	128.7938709										0.014111006	150.404631	0.01647874	128.793871	0.01129894	187.8371815		
194.4	0.018621289	145.5395242										0.015945705	169.960095	0.01862129	145.539524	0.01276802	212.2595884		
198	0.021052128	164.538373										0.018027271	192.146825	0.02105213	164.538373	0.01443476	239.9681291		
201.6	0.023699377	185.2286396										0.020294153	216.308781	0.02369938	185.22864	0.0162499	270.1434886		
205.2	0.02652324	207.2992726										0.022712271	242.082721	0.02652324	207.299273	0.01818613	302.3320196		
208.8	0.029502859	230.5872556										0.025263766	269.278273	0.02950286	230.587256	0.02022915	336.2959734		
212.4	0.03262752	255.0088576										0.027939463	297.797659	0.03262752	255.008858	0.02237163	371.9132343		
216	0.035891801	280.5216929										0.030734718	327.591379	0.0358918	280.521693	0.02460985	409.1219853		
219.6	0.039292547	307.1011065										0.033646831	358.630643	0.03929255	307.101106	0.02694163	447.8862688		
223.2	0.042827182	334.7269604										0.036673595	390.891932	0.04282718	334.72696	0.02936521	488.1767151		
226.8	0.046492517	363.3743381										0.039812279	424.346151	0.04649252	363.374338	0.03187841	529.9569851		
230.4	0.050284956	393.0151355										0.043059805	458.960478	0.05028496	393.015135	0.03447877	573.1860905		
234	0.054199443	423.6089194										0.046411842	494.688748	0.05419944	423.608919	0.0371628	617.8063754		
237.6	0.040483777	673.0153264										0.050559338	538.895554	0.0504286	461.464809	0.04048378	673.0153264		
241.2	0.041827039	695.3461548										0.052223691	556.776253	0.06100192	476.776334	0.04182704	695.3461548		
244.8	0.042945214	713.935056										0.053633375	571.660722	0.0628327	489.522142	0.04294521	713.935056		
248.4	0.043909277	729.9619476										0.054837373	584.493744	0.06403872	500.511262	0.04390928	729.9619476		
252	0.044770013	744.2711029										0.055912328	595.951344	0.06529405	510.322587	0.04477001	744.2711029		
255.6	0.045564072	757.4717841										0.056904011	606.521368	0.06645213	519.373866	0.04556407	757.4717841		
259.2	0.046317653	769.9995573										0.057845143	616.552583	0.06755118	527.963754	0.04631765	769.9995573		
262.8	0.046056365	765.6558333										0.057518826	613.074485	0.06717011	524.985404	0.04605637	765.6558333		
266.4	0.045484676	756.1518876										0.056804856	605.464503	0.06633634	518.468856	0.04548468	756.1518876		
270	0.044934463	747.0049593										0.056117706	598.140392	0.06553389	512.197103	0.04493446	747.0049593		
273.6	0.044477439	739.407253										0.055546938	592.056771	0.06486735	506.987602	0.04447744	739.407253		
277.2	0.04420939	734.9511202										0.055212178	588.488665	0.06447642	503.932176	0.04420939	734.9511202		
280.8	0.044280606	736.1350286										0.055301117	589.436642	0.06458028	504.743944	0.04428061	736.1350286		
284.4	0.057966103	453.0491354										0.049637294	529.067786	0.0579661	453.049135	0.03974548	660.7416339		
288	0.051804659	404.8927694										0.044361151	472.8311	0.05180466	404.892769	0.03552078	590.5088192		
291.6	0.046090776	360.234428										0.039468262	420.679384	0.04609078	360.234428	0.03160295	525.3776377		
295.2	0.040839559	319.1921836										0.034971562	372.750523	0.04083956	319.192184	0.02800236	465.52029		
298.8	0.036051453	281.7694944										0.030871431	329.048553	0.03605145	281.769494	0.02471931	410.9418197		
302.4	0.031713625	247.8660752										0.02715688	289.456365	0.03171363	247.866075	0.02174501	361.4959675		
306	0.027804639	217.3143734										0.023809553	253.778289	0.02780464	217.314373	0.01906474	316.9383693		
309.6	0.024302925	189.9458207										0.02081098	221.817474	0.02430292	189.945821	0.01666373	277.0231793		
313.2	0.021200996	165.7018937										0.018154749	193.505576	0.021201	165.701894	0.01453684	241.6650457		
316.8	0.018524827	144.7855978										0.015863103	169.079664	0.01852483	144.785598	0.01270187	211.1600376		
320.4	0.016356185	127.8360147										0.014006061	149.286053	0.01635619	127.836015	0.01121491	186.4402128		
324	0.014845749	116.0308076										0.01271265	135.50001	0.01484575	116.030808	0.01017925	169.2231139		
327.6	0.014185381	110.869528										0.01247167	129.472702	0.01418538	110.869528	0.00972646	161.6957353		
331.2	0	0										0	0	0	0	0	0	0	
334.8	0	0										0	0	0	0	0	0	0	
338.4	0	0										0	0	0	0	0	0	0	
342	0	0										0	0	0	0	0	0	0	
345.6	0	0										0	0	0	0	0	0	0	
349.2	0	0										0	0	0	0	0	0	0	
352.8	0	0										0	0	0	0	0	0	0	
356.4	0	0										0	0	0	0	0	0	0	
360	0	0										0	0	0	0	0	0	0	

ANEXO C

CÁLCULO DE COEFICIENTE DE
SEGURIDAD

SECCIONES	TENSIONES										COEFICIENTE DE SEGURIDAD	
	sxa	sya	s.alternante	sxm	sym	tao (22.5mm)	tao (21 mm)	s.media (22.5mm)	s.media (21 mm)	n (22.5mm)	n (21 mm)	
1.1	3.30E+06	-8.80E+06	1.08E+07	3.30E+06	-8.80E+06	5.39E+07	6.63E+07	93984041.2	115344874.2	13.15551078		
1.2	2.40E+05	2.20E+05	2.31E+05	-2.40E+05	2.20E+05	5.39E+07	6.63E+07	93358389.02	114835660		19.24391367	
2.1	3.30E+06	5.50E+06	4.79E+06	-3.30E+06	-5.50E+06	5.39E+07	6.63E+07	93480586.22	114935025.1		15.10706852	
2.2	2.20E+06	4.20E+06	3.64E+06	-2.25E+06	-4.20E+06	5.39E+07	6.63E+07	93428488.7	114892656.4	18.81902034		
3.1	1.60E+06	7.50E+05	1.39E+06	-1.60E+06	-7.50E+05	5.39E+07	6.63E+07	93367834.4	114843338.9	21.72600246		
3.2	2.90E+06	7.00E+06	6.09E+06	-2.90E+06	-7.00E+06	5.39E+07	6.63E+07	93556079.44	114996434.7		14.23432996	
4.1	3.70E+06	9.00E+05	3.34E+06	-3.70E+06	-9.40E+05	5.39E+07	6.63E+07	93416944.93	114883269.5		16.21894495	
4.2	2.90E+06	1.30E+06	2.52E+06	-2.90E+06	-1.30E+06	5.39E+07	6.63E+07	93391434.3	114862526.5	20.16525187		
5.1	1.90E+06	8.00E+05	1.65E+06	-1.90E+06	-8.30E+05	5.39E+07	6.63E+07	93372115.22	114846819.3	21.33769889		
5.2	5.40E+06	9.80E+05	4.98E+06	5.40E+06	-9.60E+05	5.39E+07	6.63E+07	93546221.73	114988415.1		14.96952717	
6.1	6.90E+06	1.20E+05	6.84E+06	6.90E+06	-8.00E+04	5.39E+07	6.63E+07	93615161.17	115044506.2	16.31815494	13.77372271	
6.2	1.90E+06	8.60E+05	1.65E+06	-1.90E+06	-8.60E+05	5.39E+07	6.63E+07	93372081.48	114846791.9	21.34395548		
7.1	5.30E+05	1.00E+06	8.67E+05	-5.30E+05	-1.00E+06	5.39E+07	6.63E+07	93361560.08	114838238	22.52778474		
7.2	9.70E+05	3.39E+06	3.02E+06	-9.70E+05	3.39E+06	5.39E+07	6.63E+07	93441700.01	114903399.9		16.48084181	
8.1	4.50E+05	2.10E+06	1.92E+06	-4.50E+05	2.10E+06	5.39E+07	6.63E+07	93387298.39	114859163.8		17.47941426	
8.2	1.20E+06	2.87E+06	2.50E+06	-1.20E+06	-2.87E+06	5.39E+07	6.63E+07	93390914.44	114862103.8	20.19015021		
2.tuerca	1.40E+06	5.00E+05	1.23E+06	1.40E+06	5.10E+05	5.39E+07	6.63E+07	93365604.48	114841526		18.00574969	

BIBLIOGRAFÍA

- 1.- Escobar, J.A. (1996). *Stress and fatigue analysis of SVI-tested camshaft lobes*
- 2.- www.fierrosclasicos.com/que-es-el-arbol-de-levas/
- 3.-San Román J.L, Muñoz Abella B., López Boada B., *Resistencia a la fatiga de elementos mecánicos*. OpenCourseWare, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid,
- 4.-Avilés, Rafael. *Análisis de Fatiga en Máquinas*. España 2005
- 5.- García Prada, Juan Carlos; Castejón Sisamón, Cristina; Rubio Alonso, Higinio; Meneses Alonso, Jesús. *Problemas resueltos de teoría de máquinas y mecanismos*. 2ª Edición. España 2014.
- 6.- http://frrq.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/5153/mod_resource/content/1/dise%C3%B1o%20ejes%20y%20%C3%A1rboles.pdf

REFERENCIAS

- [1]- www.mecanismosenmarchaudista.blogspot.com.es/
- [2]- www.mecanismosenmarchaudista.blogspot.com.es/
- [3]- www.fierrosclasicos.com/que-es-el-arbol-de-levas/
- [4]- www.fierrosclasicos.com/que-es-el-arbol-de-levas/
- [5]- www.fierrosclasicos.com/que-es-el-arbol-de-levas/
- [6]- www.reparaciondecultas.com/cultas/DAIHATSU/TERIOS
- [7]- www.fierrosclasicos.com/que-es-el-arbol-de-levas/
- [8]- www.diccionario.motorgiga.com/arbol-de-levas
- [9]- www.prasa.com.mx/arbol-de-levas/
- [10]- <http://arboldelevas.blogspot.com.es/2011/09/tipos-de-arboles-de-levas.html>
- [11]- <http://www.microsiervos.com/archivo/coches/asi-funciona-motor-sin-arbol-levas-fre-evalve.html>
- [12]- <https://www.plm.automation.siemens.com/es/plm/cad.shtml>
- [13]- http://ocw.uc3m.es/mecanica-de-medios-continuos-y-teoria-de-estructuras/ingenieria-estructural/material-de-clase-1/apuntes/Capitulo_9.-Introduccion_al_metodo_de_los_elementos_finitos.pdf
- [14]- <https://fisica.laguia2000.com/fisica-mecanica/fatiga-de-materiales>
- [15]- San Román J.L, Muñoz Abella B., López Boada B., *Resistencia a la fatiga de elemento mecánicos*. OpenCourseWare, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 15.
- [16]- San Román J.L, Muñoz Abella B., López Boada B., *Resistencia a la fatiga de elementos mecánicos*. OpenCourseWare, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 17.
- [17]- San Román J.L, Muñoz Abella B., López Boada B., *Resistencia a la fatiga de elementos mecánicos*. OpenCourseWare, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 18.
- [18]- San Román J.L, Muñoz Abella B., López Boada B., *Resistencia a la fatiga de elementos mecánicos*. OpenCourseWare, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 22.

- [19]- San Román J.L, Muñoz Abella B., López Boada B., *Resistencia a la fatiga de elementos mecánicos*. OpenCourseWare, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 27.
- [20]- http://lim.ii.udc.es/docencia/din-sismec/Tablas_Esf.pdf
- [21]- http://lim.ii.udc.es/docencia/din-sismec/Tablas_Esf.pdf
- [22]- Escobar, J.A. (1996). *Stress and fatigue analysis of SVI-tested camshaft lobes*, 17.
- [23]- www.baselogica.com/motor-ohv-dohc-sistemas-de-distribucion-tradicionales/
- [24]- www.foroclub.es/renault/viewtopic.php?t=17991
- [25]- www.foroclub.es/renault/viewtopic.php?t=17991
- [26]- Escobar, J.A. (1996). *Stress and fatigue analysis of SVI-tested camshaft lobes*, 20.
- [27]- Escobar, J.A. (1996). *Stress and fatigue analysis of SVI-tested camshaft lobes*, 21.
- [28]- www.simplybearings.co.uk/shop/files/52100.pdf
- [29]- San Román J.L, Muñoz Abella B., López Boada B., *Resistencia a la fatiga de elementos mecánicos*. OpenCourseWare, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 6.
- [30]- www.frro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/civil/2_anio/tecno_materiales/files/TP%20N%C2%B07%20-%20Tensi%C3%B3n%20admisibile.pdf
- [31]- <https://www.aenor.es/aenor/normas/normas/fichanorma.asp?tipo=N&codigo=N0000820&PDF=Si#.Wbe9H8hJZPY>